



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

EVALUACIÓN TÉCNICA Y ECONÓMICA DE UN SISTEMA DE PROVISIÓN DE AGUA SANITARIA MEDIANTE ENERGÍA GEOTÉRMICA PARA VIVIENDAS EN LA VI REGIÓN

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

ALEXIS ZENEL ZEPEDA TRUJILLO

PROFESOR GUÍA

RAMON FREDERICK GONZÁLEZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN

MAURICIO MUÑOZ MORALES

ALVARO VALENCIA MUSALEM

SANTIAGO DE CHILE

2018

**RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL
TÍTULO DE:** Ingeniero Civil Mecánico
POR: Alexis Zenel Zepeda Trujillo
FECHA: 11/12/2018
PROFESOR GUÍA: RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

**EVALUACIÓN TÉCNICA Y ECONÓMICA DE UN SISTEMA DE PROVISIÓN DE
AGUA SANITARIA MEDIANTE ENERGÍA GEOTÉRMICA PARA VIVIENDAS EN LA
VI REGIÓN**

La población El Guindal, ubicada al oriente de la comuna de Machalí, sexta región, posee un comité de agua potable, el cual extrae agua dulce desde un pozo a pocos kilómetros del asentamiento urbano. Esta población es conocida popularmente por ser habitada por familias de escasos recursos, es por esto que nace la idea de llevar a cabo un proyecto de provisión de agua caliente sanitaria, mediante energías renovables, específicamente, mediante energía geotérmica.

La existencia del pozo hace evidente el desarrollo de un sistema que aproveche la energía proveniente del pozo. Es por esto que surge la motivación de utilizar una bomba de calor geotérmica de agua subterránea (GWHP).

El objetivo general del trabajo es evaluar técnica y económicamente un sistema que suministre agua caliente sanitaria a un conjunto de 15 casas en esta población. Para lograr esto, los objetivos específicos apuntan a caracterizar el lugar y el sistema existente; establecer las demandas de energía y de agua; llevar a cabo la ingeniería básica de la solución y desarrollar un análisis económico en base a diferentes escenarios.

El trabajo comienza con la determinación de parámetros termodinámicos del sistema existente, para luego identificar las variables involucradas. Esto, Junto con el cálculo de la demanda energética, es posible dar paso a la proposición de un sistema. Luego se dimensionan y costean los equipos, y además, los insumos a utilizar.

Con esto, se da paso al análisis económico. En él se determina que el proyecto es atractivo en todos sus escenarios, llegando a tener retornos de la inversión de hasta 8 años, cifras de valor actual neto siempre positivas y tasas internas de retorno siempre superiores a la tasa de descuento utilizada. Estos indicadores muestran que el proyecto contribuye a ayudar económicamente a estas 15 familias.

Existe una eminente reducción de emisiones de dióxido de carbono, lo que sin duda contribuye a una mejor calidad de vida de los habitantes de la población El Guindal. Socialmente, el proyecto permite dar a conocer otro tipo de fuentes de energías renovables, justificando la gran inversión con los beneficios medioambientales inherentes a este tipo de tecnologías.

DEDICATORIAS BREVES

A mi amigo y hermano Tomás Orellana Solís, que desde el cielo cuida mis pasos.

A los vecinos de la población El Guindal de Machalí.

A toda persona con ganas de aportar a la sociedad mediante energías renovables.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, porque mediante su esfuerzo pude tener una educación de calidad, de la cual estaré agradecido toda mi vida. También, por su incansable e incondicional apoyo a lo largo de la carrera. Por mostrarme el ejemplo más claro de perseverancia, dedicación y fuerza.

A mis hermanos por la complicidad y unión infinita.

A mis amigos de la u por aprender de ellos todos los días. Por ser muy buenas personas.

A la Maca por aguantarme y ser totalmente incondicional.

A mis amigos de Rancagua y de toda la vida.

Al profe Ramón y profe Mauricio por la disposición a ayudarme.

Al profe Cardemil por su entrega hacia el alumnado.

A la Sra. Paulina, a los operadores del comité y al presidente Luis Miranda por confiar y acoger la propuesta.

Tabla de contenido

1	Introducción	1
1.1	Antecedentes generales.....	1
1.2	Motivación	1
1.3	Objetivos	2
1.3.1	Objetivo general.....	2
1.3.2	Objetivos específicos.....	2
1.4	Alcances.....	2
2	Antecedentes.....	3
2.1	Bombas de calor	3
2.1.1	Eficiencia de una bomba de calor.....	4
2.1.2	Componentes de una bomba de calor.....	4
2.2	Bombas de calor geotérmicas.....	5
2.2.1	Tipos de bombas de calor geotérmicas.....	5
2.3	Sistemas de agua caliente sanitaria.....	9
2.3.1	Componentes de un sistema de agua caliente.....	9
2.3.2	Diseño del sistema	10
2.3.3	Calentadores de agua geotérmicos (Heat Pump Water Heaters – HPWH).....	10
2.4	Demanda de agua potable	11
2.4.1	Consumo de agua caliente	12
2.4.2	Legionella pneumophila.....	12
2.5	Caracterización de la zona.....	14
2.5.1	Descripción del sistema actual de agua potable.....	16
3	Metodología.....	17
4	Resultados.....	19
4.1	Cálculo de demanda de agua caliente sanitaria.....	19
4.1.1	Flujo de agua demandada	19
4.1.2	Potencia demandada.....	20
4.2	Potencia suministrada por fuente geotermal	20
4.3	Cálculo de intercambiadores de calor	21
4.3.1	Intercambiador del circuito secundario (IC-2).....	23
4.3.2	Intercambiador de calor primario (IC-1).....	24
4.4	Resultados de optimización	24

4.4.1	Intercambiador de calor secundario (IC-2)	25
4.4.2	Intercambiador de calor primario (IC-1)	26
4.4.3	Validación de intercambiadores de calor	29
4.4.4	Resumen de resultados termodinámicos.....	29
4.5	Dimensionamiento de equipos principales	30
4.5.1	Bomba de calor geotérmica	30
4.5.2	Intercambiadores de calor	32
4.5.3	Estanques de almacenamiento.....	33
4.6	Dimensionamiento de equipos auxiliares e insumos.....	36
4.6.1	Selección de tuberías y aislantes	36
4.6.2	Selección de bombas y válvulas.....	39
4.7	Evaluación económica	42
4.7.1	Costos de inversión	42
4.7.2	Costos de operación y mantenimiento.....	48
4.7.3	Costos unitarios	51
4.7.4	Factibilidad económica	53
4.8	Evaluación ambiental	56
4.8.1	Factor de emisión equivalente por uso de energía eléctrica.....	56
4.8.2	Factor de emisión de calentador instantáneo	56
4.8.3	Balance de emisiones.....	57
5	Conclusiones	59
6	Bibliografía.....	61
Anexos	66
Anexo A.	Análisis físico-químico del agua en la población El guindal, Machalí.	66
Anexo B.	Especificaciones técnicas de bomba de calor Dimplex WI 65TU	69
Anexo C.	Especificaciones técnicas intercambiador de calor Alfa Laval – AQ2L	73
Anexo D.	Especificaciones técnicas intercambiador de calor Alfa Laval – AQ1	75
Anexo E.	Especificaciones técnicas acumulador LAPESA CV-500 R.....	77
Anexo F.	Extracto de datos Explorador Solar – Población El Guindal, Machalí.....	79
Anexo G.	Flujo de caja caso base	81
Anexo H	Flujo de caja caso pesimista	82
Anexo I	Flujo de caja caso medio	83
Anexo J	Flujo de caja caso optimista	84

Índice de tablas

Tabla 2-1: Ventajas y desventajas de colección vertical y horizontal. Fuente: Elaboración propia.	7
Tabla 2-2: Ventajas y desventajas de colección de energía mediante agua subterránea. Fuente: Elaboración propia.	8
Tabla 2-3: Ventajas y desventajas de colección de energía mediante agua superficial. Fuente: Elaboración propia.	8
Tabla 2-4: Sectores residenciales que consumen más agua en Chile. Fuente: Adaptado de [11].	11
Tabla 2-5: Sectores residenciales que menos consumen agua en Chile. Fuente: Adaptado de [11].	11
Tabla 2-6: Horarios de uso de agua caliente supuesto. Fuente: Elaboración propia.	12
Tabla 4-1: Resumen de parámetros de demanda. Fuente: elaboración propia.	20
Tabla 4-2: Datos útiles para intercambiadores de calor de placa. Fuente: modificado de [26].	22
Tabla 4-3: Resumen de optimización para el intercambiador de calor de placas del circuito secundario. Fuente: elaboración propia.	25
Tabla 4-4: Resumen de primera optimización para el intercambiador de calor primario. Fuente: Elaboración propia.	27
Tabla 4-5: Resumen de optimización para el intercambiador de calor de placas del circuito primario. Fuente: elaboración propia.	28
Tabla 4-6: Validación de intercambiadores de calor. Fuente: elaboración propia.	29
Tabla 4-7: Resumen de resultados parciales. Fuente: Elaboración propia.	30
Tabla 4-8: Resumen de características calculadas de ambos intercambiadores de calor de placas. Fuente: Elaboración propia.	30
Tabla 4-9: Performance de la bomba de calor WI 65TU según diferentes condiciones de temperatura. Fuente: Adaptado de Anexo B.	31
Tabla 4-10: Especificaciones técnicas de la bomba de pozo profundo ubicada en el pozo de producción. Fuente: adaptado de Informe de cotización del comité de agua potable.	32
Tabla 4-11: Resumen de resultados para pérdida de potencia bajo dos condiciones de temperatura exterior. Fuente: Elaboración propia.	35
Tabla 4-12: Dimensión de tuberías del sistema. Fuente: Elaboración propia.	38
Tabla 4-13: Bombas seleccionadas según caudal y presión de trabajo. Fuente: Elaboración propia.	41
Tabla 4-14: Resumen de válvulas a utilizar en el proyecto, su ubicación y cantidad. Fuente: elaboración propia.	41
Tabla 4-15: Resumen de costos de equipos y bombas (Intercambiadores de calor, bombas de calor, estanques de almacenamiento y bombas hidráulicas). Fuente: Elaboración propia.	43
Tabla 4-16: Resumen de costos de cañerías y aislación. Fuente: Elaboración propia.	44
Tabla 4-17: Resumen de válvulas cotizadas. Fuente: Elaboración propia.	44
Tabla 4-18: Resumen de costos de instalación. Fuente: Elaboración propia.	46

Tabla 4-19: Resumen de costos de inversión del proyecto. Fuente: Elaboración propia.	46
Tabla 4-20: Resumen de cálculo de energía consumida por cada equipo, con los costos respectivos de cada caso. Fuente: Elaboración propia.	49
Tabla 4-21: Resumen de costos de mantención del sistema. Fuente: Elaboración propia.	50
Tabla 4-22: Resumen de costos de operación y mantenimiento para las 15 casas. Fuente: Elaboración propia.	50
Tabla 4-23: Costos de capital unitarios. Fuente: Elaboración propia.	51
Tabla 4-24: Costos de operación unitarios. Fuente: Elaboración propia.	52
Tabla 4-25: Indicadores económicos del proyecto, con un horizonte de evaluación de 15 años. Fuente: Elaboración propia.	54
Tabla 4-26: Definición de escenarios de evaluación económica. Fuente: Elaboración propia.	54
Tabla 4-27: Resumen de resultados de los tres escenarios analizados. Fuente: Elaboración propia.	55
Tabla 4-28: Resultados del balance molar de la ecuación de combustión del GLP. Fuente: Elaboración propia.	57
Tabla 4-29: Balance de emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera. Fuente: Elaboración propia.	58

Índice de ilustraciones

Figura 2-1: Esquema simplificado de una bomba de calor. Fuente de calor en azul y sumidero de calor en rojo. Fuente: Elaboración propia.	3
Figura 2-2: Circuito cerrado de una bomba de calor. Fuente: adaptado de [6].	4
Figura 2-3: Sistema de captación vertical. Fuente: [8].	6
Figura 2-4: Sistema de captación horizontal. Fuente: adaptado de [9].	6
Figura 2-5: Ubicación de la comuna de Machalí, al oriente de Rancagua. Fuente: Google earth.....	15
Figura 2-6: Ubicación de la población el Guindal. Fuente: Google earth.	15
Figura 2-7: Layout de la instalación actual. Fuente: Elaboración propia.	16
Figura 3-1: Diagrama de flujo de la metodología. Fuente: Elaboración propia.....	18
Figura 4-1: Esquema básico de instalación. Fuente: elaboración propia.	21
Figura 4-2: Análisis del Coeficiente de Performance para la bomba de calor geotérmica en función del % en peso de glicol en el circuito secundario. Fuente: Elaboración propia.	26
Figura 4-3: Análisis del Coeficiente de Performance para la bomba de calor geotérmica en función de los grados que se le sustrae al agua geotermal. Fuente: elaboración propia.	27
Figura 4-4: Análisis del Coeficiente de Performance para la bomba de calor geotérmica en función del % en peso de glicol en el circuito primario. Fuente: Elaboración propia.	28
Figura 4-5: Potencia y coeficiente de performance de la bomba de calor en función de la temperatura de suministro. Fuente: Elaboración propia.....	31
Figura 4-6: Gráfico de pérdida de potencia del estanque en función del espesor del aislante. Fuente: Elaboración propia.	36
Figura 4-7: Vista superior de la ubicación de las 15 casas (C1, C2,..., C15), la bomba de calor geotérmica (BCG) y el intercambiador de calor primario (IC-1). Fuente: Elaboración propia.	37
Figura 4-8: Líneas de suministro y retorno del sistema de distribución de agua caliente. Fuente: Elaboración propia.	38
Figura 4-9: Disposición de bombas hidráulicas y válvulas del sistema. Fuente: elaboración propia.....	39
Figura 4-10: Porcentaje de costos de equipos respecto del subtotal de la inversión de los mismos. Fuente: Elaboración propia.	43
Figura 4-11: Porcentaje de costos de insumos respecto del subtotal de la inversión de los mismos. Fuente: Elaboración propia.	45
Figura 4-12: Distribución de costos de inversión del proyecto de agua caliente sanitaria para la población El Guindal de Machalí. Fuente: Elaboración propia.	47
Figura 4-13: Distribución de consumo eléctrico según equipo. Fuente: Elaboración propia.	49

1 Introducción

1.1 Antecedentes generales

Satisfacer las necesidades básicas para el ser humano es de vital importancia. Existe una de ellas que no está completamente satisfecha en Chile. Según Censo realizado el año 2002, alrededor de un 57% de los hogares chilenos posee un sistema de agua caliente, cifra que está concentrada principalmente en sectores urbanos [1]. Este parámetro aumentó a un 73.6% para el año 2013 [2]. Según esto, hay un porcentaje del país que aún no satisface completamente sus necesidades de agua caliente.

Por otro lado, hoy en día el ser humano requiere cada vez más de energía para vivir y desarrollarse. Esto ocurre debido a los avances tecnológicos logrados a la fecha, y también, debido al aumento de población constante a través de los años. La consecuencia directa de lo anterior es que ha habido un aumento constante de emisiones de CO₂ a la atmósfera. Según el informe “Tercera Comunicación Nacional y el Informe Bienal de Actualización sobre Cambio Climático en Chile”, confeccionado por el ministerio de energía el año 2013, ha habido un aumento de un 113.4 % de emisiones al año 2013 respecto de 1990 y un 19.3 % de aumento respecto del año 2010. De las emisiones totales en el año 2013, un 77.4% se atribuye al sector de energía. Respecto al sector energía, un 45.3% de este tipo de emisiones se deben a la generación de energía eléctrica (centrales termoeléctricas, por ejemplo) [3].

Es por lo anterior que se hace necesario buscar alternativas basadas en energías renovables no convencionales para satisfacer dichas necesidades. La energía geotérmica de baja entalpía es una alternativa de mucho interés, pues utiliza el subsuelo como fuente o sumidero de calor mediante el uso de una bomba de calor geotérmica, permitiendo acondicionar ambientes interiores, invernaderos, procesos industriales, suministrar agua caliente sanitaria, entre otros [4].

Alineado a lo recién planteado, a comienzos del año 2016, el Ministerio de Energía de Chile crea una nueva política nacional energética a largo plazo, bajo el nombre de “Energía 2050” [5]. En este documento se plantean diversas metas para el año 2050, entre las principales se define que el 100% de las familias vulnerables tengan un acceso continuo y de calidad a los servicios energéticos y que al menos el 70% de la generación eléctrica del país provenga de energías renovables no convencionales.

1.2 Motivación

Es evidente que la situación económica-energética del país va perfectamente alineada con el desarrollo e investigación de tecnologías en base a energías renovables, es por esto que el presente trabajo busca contribuir a este propósito, buscando ayudar al sector socioeconómico vulnerable del país, y reduciendo al mismo tiempo las emisiones de CO₂ a la atmósfera.

De esta manera se pretende evaluar y analizar la implementación de un sistema que aproveche el calor proveniente de la tierra, en otras palabras, aprovechar la energía geotérmica almacenada bajo tierra.

La motivación de este trabajo propone desarrollar un sistema de agua caliente mediante una bomba de calor geotérmica. El sistema se diseña para un distrito de hogares de escasos recursos en la VI región, específicamente en la Población el Guindal, ubicada en la zona oriente de la comuna de Machalí. Debido a esto, es que se busca que la solución sea económicamente atractiva, y así generar una ayuda económica para estas familias.

Si bien el estudio se lleva a cabo en un sector puntual de Chile, se espera que se pueda replicar el modelo en otros lugares. Esto con el fin de seguir suministrando energías renovables a sectores vulnerables del país.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

El objetivo general es evaluar técnica y económicamente un sistema de provisión de agua caliente sanitaria mediante una bomba de calor geotérmica para un conjunto de hogares rurales de la VI región de Chile.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Caracterizar el lugar específico de emplazamiento del distrito.
2. Cuantificar la necesidad energética según la demanda.
3. Desarrollar la ingeniería conceptual para obtener energía mediante un acuífero o mediante el subsuelo.
4. Realizar la ingeniería básica de la alternativa elegida.
5. Evaluar económicamente la solución, entregando análisis de sensibilidad ante distintos escenarios y una comparación con la situación actual.

1.4 Alcances

La solución planteada se diseña para 15 casas ubicadas una al lado de la otra, en el sector de la población 'El Guindal', comuna de Machalí, 6° región. Se pretende proveer agua durante todo el año a todos los hogares. Se asume que la explotación de los recursos, ya sea de tierra o de agua, son permitidos por las leyes chilenas vigentes. Cabe destacar que no se pretende calefaccionar ni enfriar ningún espacio, sólo calentar agua para fines domésticos.

2 Antecedentes

2.1 Bombas de calor

En la experiencia cotidiana es muy fácil comprobar que el calor fluye de zonas más calientes a zonas más frías. Las bombas de calor son capaces de ir en sentido contrario, es decir, pueden transportar el calor desde zonas frías hacia otras cálidas, consumiendo energía eléctrica, lo que corresponde al segundo principio de la termodinámica. Éstas pueden funcionar de dos diferentes maneras. Para mencionarlo de manera simple, estas máquinas pueden funcionar enfriando o calentando distintos elementos. Estos elementos pueden ser casas, piscinas, agua caliente sanitaria, procesos industriales, etc. Para facilitar la explicación, se explicará el funcionamiento de una bomba de calor convencional que calienta un hogar.

Las bombas de calor convencionales extraen calor de un foco frío (específicamente del aire exterior) y la depositan en un foco caliente, que en este caso es el aire interior de una casa. El aire del medio ambiente está más frío que el interior de la casa, y es por esto que el proceso no es espontáneo, es decir, debe efectuarse un trabajo para mantener el flujo de calor en la dirección opuesta.

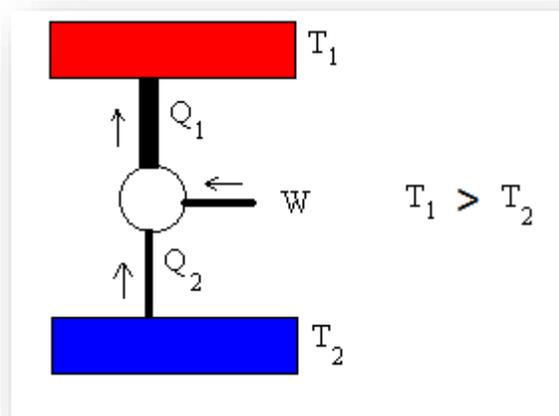


Figura 2-1: Esquema simplificado de una bomba de calor. Fuente de calor en azul y sumidero de calor en rojo.
Fuente: Elaboración propia.

En la figura 2-1 se aprecia un esquema simplificado de una bomba de calor. En este caso, la casa es representada por el rectángulo rojo a una temperatura T_1 , mientras que el aire exterior está a una temperatura T_2 , en color azul. El flujo de calor Q_2 es extraído del aire, que sumado al trabajo requerido por la bomba de calor (círculo blanco) es posible entregar un calor Q_1 suficiente para mantener la casa a la temperatura indicada.

2.1.1 Eficiencia de una bomba de calor

La eficiencia de una bomba de calor, o el coeficiente de performance (COP) se define como el cociente entre el calor (aportado o extraído) y el trabajo ejercido por este artefacto. La ecuación (1) representa el COP de una bomba de calor en modo calefacción, mientras que la ecuación (2) representa el COP en modo refrigeración. La eficiencia de Carnot de la bomba de calor en modo calefacción y refrigeración se determina mediante las ecuaciones (3) y (4) respectivamente, considerando las temperaturas en grados Kelvin.

$$COP_c = \frac{Q_1}{W} \left[\frac{kWt}{kWe} \right] \quad (1)$$

$$COP_r = \frac{Q_2}{W} \left[\frac{kWt}{kWe} \right] \quad (2)$$

$$COP_{carnot-c} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (3)$$

$$COP_{carnot-r} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (4)$$

2.1.2 Componentes de una bomba de calor

Una bomba de calor opera gracias a un fluido refrigerante con bajo punto de ebullición, que circula en un circuito cerrado. Este circuito cerrado está compuesto por un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador. Dichos componentes se aprecian en la figura 2-2.

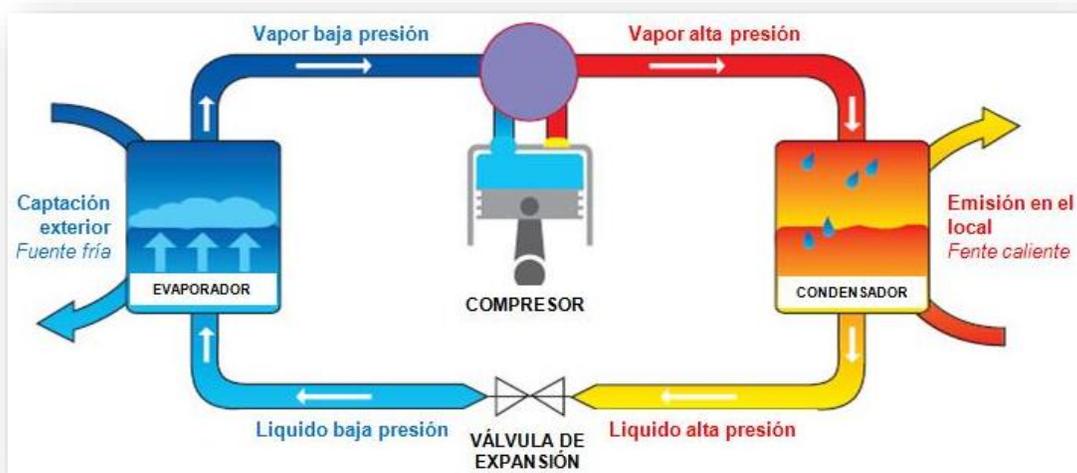


Figura 2-2: Circuito cerrado de una bomba de calor. Fuente: adaptado de [6].

En una primera parte, el fluido cambia de fase en el evaporador, luego aumenta su temperatura y su presión en el compresor. Luego, este vapor se condensa, obteniendo un líquido de alta presión al pasar por el condensador. En esta etapa, el vapor cede su calor a un fluido de un circuito secundario, que podría ser aire que circula dentro de una casa para calefaccionarla. Después, el líquido pasa por una válvula de expansión que se encarga de disminuir tanto su temperatura como su presión. Luego, este líquido se evapora producto del calor que recibe del circuito primario en el evaporador, cerrando así el ciclo. El circuito primario es el que obtiene la energía del aire en el caso de una bomba de calor convencional. A continuación, se presentan las bombas de calor geotérmicas, las cuales se diferencian principalmente por este circuito primario.

2.2 Bombas de calor geotérmicas

El principio de funcionamiento de una bomba de calor geotérmica (BCG) es igual al de una convencional. Mientras ésta última obtiene la energía (o la entrega) del aire exterior, la primera la obtiene (o entrega) de la tierra. Al igual que en el caso de una bomba de calor convencional, se explicará para un régimen de calefacción en una casa.

El sistema de la BCG consta de dos circuitos hidráulicos: un circuito primario exterior y un circuito secundario interior. El circuito primario exterior es el que se encarga de intercambiar calor con la tierra, o bien, intercambia energía con un recurso hidráulico, como un río o un acuífero subterráneo. El circuito secundario interior es el responsable de intercambiar calor con la casa en este caso.

2.2.1 Tipos de bombas de calor geotérmicas

Las BCG se clasifican según la forma en cómo obtienen la energía de la tierra o recurso hidráulico. La 'American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers' (ASHRAE) los agrupa de la forma en como se explica a continuación [7].

2.2.1.1 Bombas de calor acoplada a la tierra (Ground-coupled Heat Pump – GCHP)

Las GCHP se caracterizan por intercambiar calor directamente con la tierra. Lo hacen mediante un circuito cerrado de tuberías, generalmente de polietileno, por las cuales fluye agua o un anticongelante. El calor obtenido de la tierra por este fluido de trabajo en el circuito primario le entrega la energía a la bomba de calor.

A su vez, este tipo de bombas de calor geotérmicas se clasifica en dos grupos, dependiendo del diseño del intercambiador de calor bajo tierra. Estos pueden ser verticales u horizontales. Los sistemas verticales generalmente consisten en dos tuberías pequeñas de polietileno de alta densidad (HDPE) dispuestos verticalmente en

un pozo, que a su vez está relleno de mortero. Estas dos tuberías pequeñas son realmente una sola, sólo que en el fondo del pozo forman una 'U', de manera tal que el fluido intercambie calor mientras baja y cuando asciende. Estas tuberías tienen diámetros desde 20 hasta 40 milímetros nominales [7]. Por otro lado, los pozos por los cuales se disponen estas tuberías pueden tener un diámetro de 100 hasta 150 milímetros. La profundidad varía desde 15 hasta 120 metros, pudiendo llegar hasta 180 en casos especiales [7]. Se suele hacer una serie de pozos, según la necesidad de la aplicación, con el cuidado de que no haya interferencia térmica entre ellos. Para esto se aconseja separarlos al menos por 6 metros de distancia.

Por otra parte, los sistemas horizontales se caracterizan por disponer las mismas tuberías que en el caso vertical, pero distribuidas desde 1.2 a 1.5 metros de profundidad, en un área bastante grande [7]. Este circuito puede ser de una tubería, doble, triple, etc. En caso de ser más de una tubería, pueden disponerse en paralelo o en serie. Una técnica utilizada para disminuir el área de excavación para este tipo de sistemas es enterrar las tuberías formando bucles o espiras, sin embargo, esto trae una mayor interferencia entre las ellas, llevando a utilizar una mayor extensión de ductos en la zanja de excavación. En las figuras 2.3 y 2.4 se muestran los sistemas de colección vertical y horizontal respectivamente.

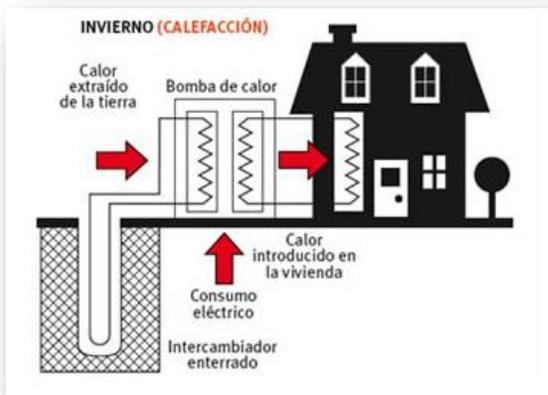


Figura 2-3: Sistema de captación vertical. Fuente: [8].



Figura 2-4: Sistema de captación horizontal. Fuente: adaptado de [9].

Una variante importante en los sistemas horizontales, es que la temperatura a la cual se encuentra el recurso varía mucho con la estación del año y/o con las temperaturas del ambiente [8]. En la tabla 2-1 se aprecian las ventajas y desventajas de cada método.

Tabla 2-1: Ventajas y desventajas de colección vertical y horizontal. Fuente: Elaboración propia.

Tipo de Sistema	Ventajas	Desventajas
Vertical	Requiere poca área superficial (dado que son verticales)	Altos costos debido a la perforación de 100 a 150 mm de diámetro
	Está en contacto con el suelo (varia poco su temperatura y prop. Térmicas)	
	Requiere de pocos metros de piping y poca energía de bombeo	
	Puede alcanzar mayor eficiencia	
Horizontal	Son menos costosos que los sistemas verticales	Requiere de mucha área de excavación.
		Variaciones de performance debido a variaciones en la temperatura y propiedades térmicas.
	Muchas aplicaciones tienen un área adecuada (explanadas, áreas verdes extensas, etc)	Mayor energía de bombeo requerida
		Menores eficiencias

2.2.1.2 Bomba de calor de agua subterránea (Groundwater Heat Pump – GWHP)

Este sistema se caracteriza por utilizar agua contenida en un acuífero en el subsuelo. Se utilizan por lo menos dos pozos, uno para extraer y otro para reinyectar agua. Debido a esto, es que se les llama de circuito abierto. Una ventaja de estos sistemas es que utilizan un área muy pequeña de intercambio térmico con respecto a los GCHP. Por otra parte, como el agua se reinyecta, el uso neto del agua es nulo, lo cual no agota el recurso. Una diferencia importante es que el costo por unidad de capacidad para las bombas de calor geotérmicas con intercambiadores de calor acoplados a la tierra es relativamente constante, mientras que el costo por unidad de capacidad de un pozo de agua es mucho más bajo para sistemas más grandes de bombas de calor de agua subterránea [7].

Una ventaja que posee este sistema con respecto al acoplado a tierra, es que no presenta grandes variaciones de temperatura, mientras que el acoplado a tierra si presenta variaciones. En la tabla 2-2 se aprecia una comparación entre las ventajas y desventajas de la tecnología captativa.

Tabla 2-2: Ventajas y desventajas de colección de energía mediante agua subterránea. Fuente: Elaboración propia.

Ventajas	Desventajas
El costo por unidad de potencia es menor para un sistema más grande en comparación con los GCHP	Ley de aguas en Chile es muy estricta
El uso de agua es nulo	Disponibilidad de agua puede ser limitada
El equipamiento cuesta menos que los GCHP	Se debe tener cuidado con la calidad del agua si es usada directamente en la bomba de calor
Espacio requerido para la perforación es muy pequeño	Energía de bombeo puede ser alta si el sistema está mal diseñado o si se saca de un pozo muy profundo
Tecnología ha sido usada para sistemas comerciales muy grandes	

2.2.1.3 Bomba de calor de agua superficial (Surface Water Heat Pump – SWHP)

Estos sistemas pueden ser de ciclo cerrado (como los GCHP) o de ciclo abierto (como los GWHP), sin embargo, las características termales del agua superficial son diferentes a los dos casos ya explicados anteriormente. Los ciclos sistemas de ciclo cerrado hacen circular agua o agua/refrigerante en un loop similar al de los sistemas acoplados a tierra. Este loop se sumerge en un lago, río, laguna, etc. Y está hecho de polietileno de alta densidad (HDPE) con una protección a la luz ultravioleta. En cambio, las de circuito abierto se utilizan al igual que las torres de refrigeración, pero sin la necesidad de gastar energía en un ventilador o sin necesitar una mantención tan frecuente [7]. En la tabla 2-3 se aprecia un análisis de ventajas y desventajas de la tecnología.

Tabla 2-3: Ventajas y desventajas de colección de energía mediante agua superficial. Fuente: Elaboración propia.

Ventajas	Desventajas
Costos relativamente bajos debido a la ausencia de costos de excavación	Posibilidad de daño en la tubería de polietileno en lagos públicos, contaminando aguas
Baja necesidad de energía para bombeo	Amplia variación de temperaturas del agua si los lagos son pequeños y/o poco profundos
Requerimientos bajos de mantenimiento	

2.3 Sistemas de agua caliente sanitaria

El uso de la energía para calentar agua se usa principalmente en el acondicionamiento de interiores, sobre todo en edificios residenciales. También es muy usado en muchas aplicaciones industriales. Un factor importante para el usuario es la rápida disponibilidad de una cantidad adecuada de agua caliente. Las pérdidas de flujo de agua y las pérdidas de calor pueden ser importantes si no se diseña bien el sistema, es decir, si se subestima el tamaño del piping y de los equipos; si el lay-out no está bien diseñado y si es que no se consideran buenas estrategias de operación. Un buen diseño del sistema permitiría disminuir los costos operativos [7].

2.3.1 Componentes de un sistema de agua caliente

Estos sistemas se componen principalmente de una o más fuentes de energía, equipos de transferencia de calor, un sistema de distribución y accesorios ubicados al final de las líneas de distribución [7]. Las fuentes de energía pueden tomar diversas formas, estas pueden ser mediante combustible, conversión eléctrica, energía solar, geotermal, etc. En el trabajo a desarrollar se hará énfasis en el último nombrado.

Por otro lado, los equipos de transferencia de calor usados pueden ser directos, indirectos o una combinación de ambos. Los equipos directos se caracterizan por obtener calor mediante una combustión o una conversión directa de energía eléctrica en calor, de tal manera que esta transferencia se hace dentro del equipo de transferencia de calor. En contraparte, los sistemas indirectos obtienen el calor de fuentes que están lejanas al sistema, de manera que el intercambio no se hace dentro del equipo, o en otras palabras, la transferencia de calor al agua ocurre en una parte separada del sistema [7]. Ejemplos de sistemas indirectos pueden ser sistemas solares de agua caliente, sistemas geotermales, etc. A su vez, tanques de almacenamiento pueden estar asociados a estos equipos.

El sistema de distribución se encarga de transportar el agua caliente desde los equipos que obtienen o transfieren el calor al agua, hacia las terminaciones o accesorios al término de las tuberías.

Finalmente, los accesorios del sistema pueden ser de diversos tipos, como llaves de agua convencionales, duchas, aireadores, mangueras, etc. Estos accesorios se encargan de entregar un flujo constante, un flujo irregular, o derechamente, impedir el paso del agua. Van a depender de la aplicación del edificio donde se emplace el proyecto.

2.3.2 Diseño del sistema

Los propósitos de un buen diseño son principalmente el dimensionar el sistema adecuadamente, optimizar la eficiencia energética y minimizar los costos de operación. Es importante tomar en cuenta estos tres puntos, de esta manera se estaría cuidando el suministro de agua y la cantidad de energía utilizada. El flujo volumétrico instantáneo, la temperatura y el volumen de agua total en determinados períodos son los primeros factores a analizar para poder diseñar adecuadamente el sistema, y así, poder suministrar una cantidad determinada de agua según las necesidades. Las presiones de operación, tiempo de suministro y la calidad del agua son factores que se deberían considerar también.

Los equipos intercambiadores de calor, almacenaje y las tuberías utilizadas deberían ser capaces de cumplir con la demanda utilizándola menor energía posible. Por otro lado, deben ser capaces de permitir una fácil instalación y mantención del sistema. Los equipos utilizados en este tipo de instalaciones y sus diferentes tipos se basan en la fuente de energía, el método de intercambio de calor y en los métodos de control.

2.3.3 Calentadores de agua geotérmicos (Heat Pump Water Heaters – HPWH)

Tal como se explica en la sección 2.2, estos usan un ciclo de compresión de vapor para extraer energía del medio ambiente (aire, tierra, agua) para calentar agua. Estos sistemas pueden ser diseñados como un solo pack que consiste en el ciclo de compresión más un tanque de almacenamiento. El tamaño de este tanque depende exclusivamente de los requerimientos de la aplicación. Muchos HPWH pueden generar temperaturas sobre 60°C, llegando incluso a sistemas capaces de llegar a 82°C. Cuando temperaturas más altas son demandadas, un sistema adicional suele incluirse el que usualmente puede ser una caldera o una resistencia eléctrica. Este sistema se posiciona aguas abajo del tanque de almacenamiento o también dentro de este [7].

Los HPWH requieren usualmente un tanque de almacenamiento adicional por sobre el normal de la aplicación debido a que tienen una baja capacidad de recuperación que los calentadores de agua convencionales. A pesar de esta desventaja, la habilidad que tienen estos equipos de producir calor desde una unidad de energía es dos o tres veces más alta que los calentadores de resistencia eléctrica o de combustión. Mayores capacidades de almacenaje de agua permite el uso de HPWH más pequeños, reduciendo los costos del sistema [7].

2.4 Demanda de agua potable

El consumo de agua potable que considera la Organización mundial de la Salud (OMS) sugiere un consumo de 100 litros de agua por persona al día [10], indicando que esta cantidad de agua por persona al día asegura un muy bajo nivel de detrimento a la salud. Sin embargo, se indica que a esa cantidad se le debe sumar lo necesario para cubrir la agricultura, la industria y los servicios.

Según un estudio realizado por la SISS en 337 localidades de Chile, se encontraron grandes diferencias en el consumo de agua al día por persona en diferentes localidades [11]. Este estudio arroja que el promedio nacional varía entre 137 y 167 litros por persona al día. Las localidades con mayor y menor consumo se muestran en las tablas 2-4 y 2-5 respectivamente.

Tabla 2-4: Sectores residenciales que consumen más agua en Chile. Fuente: Adaptado de [11].

Ranking	Sector	Comuna	Litros al día por persona
1	Pan de azúcar	Chicureo, Colina	1120
2	Villa Los Domínicos	Las Condes	939
3	Chicureo	Colina	705
4	Los Trapenses	Lo Barnechea	677
5	Valle escondido	Lo Barnechea	601

Tabla 2-5: Sectores residenciales que menos consumen agua en Chile. Fuente: Adaptado de [11].

Ranking	Sector	Comuna	Litros al día por persona
1	Alerce sur	San Pedro de la Paz	11
2	Chinquihue	Puerto Montt	42
3	Los Queñes	Curicó	56
4	Cobquecura	Ñuble	63
5	Frutillar	Los Lagos	64

La SISS considera que en un hogar se consume agua para diferentes propósitos, entre ellos se destaca el uso de agua para tomar una ducha, para la lavadora, lavar la loza, vaciar el estanque del WC, entre otros [12]. El consumo de agua de una ducha puede variar entre 80 y 120 litros por ducha, mientras que la lavadora podría gastar hasta 285 litros por uso [12].

2.4.1 Consumo de agua caliente

Evidentemente que la ducha convencional requiere de agua caliente para ser cómodamente utilizada. Servicios como el lavado de ropa, no siempre requieren de agua a altas temperaturas para llevar a cabo su proceso. El lavado de la loza y el lavado de dientes no requieren estrictamente agua caliente.

El consumo de agua caliente según horarios fue estudiado en el informe “Residential end-uses of water” [13]. En él se indica que el pico máximo de agua caliente utilizada para la ducha se da entre las 6 AM y las 10 AM, mientras que los valores máximos en la tarde se dan entre las 6 PM y 10 PM, tal como se puede apreciar en la tabla 2-6. Por otra parte, se indica que el uso de agua para lavandería alcanza su máximo a las 11 AM, justo después del máximo de agua para la ducha. Luego de eso, el agua utilizada por la lavadora se mantiene constante entre las 3 PM y 8 PM, para luego bajar a un consumo prácticamente nulo.

En la tabla 2-6 se destaca en recuadros verdes los horarios de uso de agua caliente utilizados para el desarrollo de este trabajo.

Tabla 2-6: Horarios de uso de agua caliente supuesto. Fuente: Elaboración propia.

Horas de uso		Uso	Horas de uso		Uso
Inicio	término	-	Inicio	término	-
0:00	1:00		12:01	13:00	
1:01	2:00		13:01	14:00	
2:01	3:00		14:01	15:00	
3:01	4:00		15:01	16:00	
4:01	5:00		16:01	17:00	
5:01	6:00		17:01	18:00	
6:01	7:00	Ducha	18:01	19:00	Ducha
7:01	8:00	Ducha	19:01	20:00	Ducha
8:01	9:00	Ducha	20:01	21:00	Ducha
9:01	10:00	Ducha	21:01	22:00	Ducha
10:01	11:00	Lavandería	22:01	23:00	
11:01	12:00		23:01	0:00	

2.4.2 Legionella pneumophila

La Legionella pneumophila es un tipo de bacteria que prolifera bajo ciertas condiciones en el agua, es la que causa la enfermedad de legionelosis. Este tipo de infecciones pueden ocasionar desde cuadros de fiebre leves hasta una potencial forma de neumonía, pudiendo causar la muerte en los casos más graves [14]. Tal como se menciona anteriormente, el agua es el mayor reservorio para la legionella, pues es encontrada en diferentes ambientes acuáticos, tanto artificiales como naturales. Entre

ellos destacan las torres de enfriamiento, sistemas de agua potable, equipamiento de terapias respiratorias, piscinas, entre otros [14]. Esta bacteria prolifera entre temperaturas de 20°C y 50°C, con un desarrollo óptimo entre 35°C y 45°C [15]. Según la OMS [14], los climas que aumentan el riesgo de la proliferación de la legionella son los tropicales y subtropicales. Otro estudio publicado el año 2013 que analiza las causas de padecer neumonía en un universo de 243 pacientes en Valencia, indica que la causa más frecuente durante el verano fue la *Legionella pneumophila*, Hecho que va directamente relacionado con las temperaturas altas de dicho período [16].

Se han hecho muchos estudios acerca del ambiente ideal en el cual sobrevive esta bacteria. Kusnetsov [17] encontró que todas las cepas de legionella probadas dejaban de crecer cuando se les sometía a temperaturas superiores a 50°C, sin embargo, a una temperatura superior a 51,6°C estas cepas producían dióxido de carbono, sugiriendo que algunas enzimas respiratorias podían sobrevivir a dicha temperatura. Por otro lado, se ha demostrado que esta bacteria presenta un tiempo de reducción decimal¹ de hasta 124 minutos a 50°C, mientras que a 60°C presenta un tiempo de reducción decimal de sólo 2 minutos [18]. Por otro lado, Leoni y Legnani 2001 [19] afirman que el calentar el agua a 50°C durante 30 minutos es un método muy utilizado para permitir a los sistemas de agua caliente evitar la proliferación de Legionella.

La importancia de mantener el agua en recirculación se ha estudiado antes. Un estudio publicado el año 1984 [20] indica que las colonias de *Legionella pneumophila* en tanques con agua estancada que no se utilizaban por mucho tiempo, bajaron a niveles indetectables una vez que volvieron a usarse. En general, la *Legionella pneumophila* se previene evitando el estancamiento de agua, pues así no se permite la creación de una biocapa en la superficie del estanque [21]. Esto último se lograría con la recirculación del agua del estanque.

En Chile no se han llevado a cabo muchos estudios sobre *Legionella pneumophila* como causa de fiebre u otros síntomas atribuibles a la enfermedad legionelosis. El año 2014, se llevó a cabo un trabajo [22] donde se tomó un universo de 104 pacientes con síntomas de neumonía durante 18 meses en 4 hospitales de Santiago de Chile. En dicho estudio se encontró que las causas más frecuentes eran la *Streptococcus pneumoniae* y la *Legionella pneumophila*. A la primera se le atribuyó un total de 27 casos (26% del universo), mientras que sólo 9 pacientes padecían de legionella pneumophila (un 8.6% del universo). Al resto de pacientes se les atribuía otras causas, las cuales eran menos frecuentes que las dos anteriormente mencionadas.

¹ El tiempo de reducción decimal es una unidad de resistencia al calor que presenta un microorganismo determinado, definido como el tiempo requerido para matar al 90% de los microorganismos presentes al inicio a temperatura constante y bajo condiciones específicas.

2.5 Caracterización de la zona

La comuna de Machalí se ubica al oriente de la ciudad de Rancagua, en la región del Libertador Bernardo O'Higgins, tal como se aprecia en la figura 2-5 con una estrella de color amarillo. Forma parte de la provincia del Cachapoal y cuenta a su vez con una población de 44.566 habitantes [1], de los cuales un 93.8% se asienta en áreas urbanas (26.852 habitantes) y el 6.2% restante, equivalente a 1.776 personas, habitan en zonas rurales. Cuenta con 4 localidades urbanas: Machalí centro, El guindal, Santa Teresita y Coya. Por otro lado, las localidades rurales que contiene son: Chacayes, Nogales, San Joaquín de los Mayos y las Termas de Cauquenes [23]. La mayor actividad económica se le atribuye al sector del comercio, en segundo lugar están las actividades no especificadas y el tercer lugar se lo lleva la agricultura, selvicultura y pesca, con un 47,3%, 30,79% y un 8,5% respectivamente [24].

La población El Guindal se ubica en la zona sur-oriente de la comuna de Machalí, lugar indicado con una estrella amarilla en la figura 2-6. La población tiene aproximadamente 1036 habitantes² y abarca un área de 31 hectáreas aproximadamente³. Esta población se abastece de agua potable de un pozo de agua potable ubicado a más de 4 kilómetros al poniente de la comunidad, independientemente del suministro de agua potable para el resto de la comuna y la región.

Cabe destacar que el agua es potabilizada una vez que esta sale del pozo mediante una bomba dosificadora de cloro y no se lleva ningún tratamiento adicional para eliminar los minerales presentes en ella. Sin embargo, en conversaciones con los administradores del comité, se logró constatar que si se tienen problemas de incrustación de sales en equipos tales como el hervidor u otros aparatos. Para cuidar a la población de una posible mala calidad del agua, mensualmente se envían muestras al laboratorio ambiental Biodiversa [25], donde se verifica que los análisis físico-químicos cumplan con la norma chilena NCh 409 Of.2005. En el Anexo A se puede ver el análisis correspondiente al mes de junio del presente año.

² Según estimaciones que hace el comité de agua potable que hay en la población: 509 hogares y 4 personas por cada inmueble.

³ Área calculada según página web: <https://www.daftlogic.com/projects-google-maps-area-calculator-tool.htm>



Figura 2-5: Ubicación de la comuna de Machalí, al oriente de Rancagua. Fuente: Google earth.



Figura 2-6: Ubicación de la población el Guindal. Fuente: Google earth.

2.5.1 Descripción del sistema actual de agua potable

El agua es bombeada desde el pozo hacia dos estanques de almacenamiento, mediante una bomba hidráulica sumergible. Llega a dos estanques de almacenamiento; uno de 50 metro cúbicos y otro de 100 metros cúbicos. Una vez que el primero se llena, es nuevamente bombeado hacia el segundo estanque. Desde estos estanques se distribuye hacia la población lista para ser consumida. Cuando no hay consumo de agua, y a la vez, cuando ambos estanques se encuentran llenos, la bomba hidráulica proveniente del pozo se detiene, mediante controladores automáticos ubicados en la caseta existente en el mismo lugar del pozo profundo. En la figura 2-7 se tiene una idea de las distancias que debe recorrer el agua potable antes de llegar a las casas. Cabe destacar que en esta sólo se detallan distancias horizontales y rectas, por lo que las tuberías reales tienen dimensiones superiores a las indicadas en la figura.



Figura 2-7: Layout de la instalación actual. Fuente: Elaboración propia.

Para administrar este servicio, la comunidad cuenta con un comité de agua potable, el cual se encarga de mantener, administrar y cobrar la utilización del recurso. Este facilitó diversos planos e informes que involucran al sistema de agua potable. También, los operadores del comité permitieron la visita a todas las instalaciones, puesto que el acceso es denegado para cualquier persona que no tenga autorización.

3 Metodología

La metodología para llevar a cabo el desarrollo del trabajo de título se detalla en los siguientes puntos. Estos se desarrollan con la ayuda del software Engineering Equation Solver (EES), el cual permite desarrollar ecuaciones termodinámicas. Dicho software cuenta con una base de datos pertinente a lo que se avoca el presente trabajo, por ejemplo, tiene información acerca de las propiedades químicas y físicas de un gran número de fluidos y mezclas.

1. Recopilación de antecedentes:
Se recopilan antecedentes técnicos para el diseño específico de lo que consiste la solución. En otras palabras, se obtienen los datos de operación del sistema ya existente en el comité de agua potable rural. Por otro lado, con el fin de obtener una aproximación y conocer de mejor manera las instalaciones de agua sanitaria y sistemas geotermales de muy baja entalpía se utiliza el manual de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers (ASHRAE).
2. Caracterización del lugar de emplazamiento:
En esta parte se detallan y recopilan los datos técnicos del lugar, tales como las propiedades del suelo, los datos específicos del pozo existente en el lugar, geografía, número de habitantes de la ciudad y la población a la que se pretende ayudar. Se lleva a cabo utilizando internet y bibliografía indicada por el profesor co-guía, dada su área de especialización.
3. Definición del diagrama de flujo del sistema:
Se determina la configuración de equipos en el sistema. Este diagrama de flujo se define en primera instancia teniendo en cuenta las configuraciones típicas de los sistemas de agua caliente sanitaria. La configuración definitiva se determina con los cálculos termodinámicos y las características de los equipos.
4. Cálculos termodinámicos:
En esta etapa del trabajo se pretende utilizar los datos termodinámicos establecidos por las condiciones físicas del lugar y lo que los equipos son capaces de realizar. Se pretende tomar en cuenta datos como el flujo volumétrico de agua según la demanda, la energía térmica necesaria y las distancias entre las casas, distancias entre equipos, entre otros. Se calcula todo aquello necesario para dimensionar los equipos principales.
5. Dimensionamiento de equipos:
En esta parte se pretende dimensionar los equipos principales, estos son: la bomba de calor, los intercambiadores de calor y el(los) estanque(s) de almacenamiento de agua caliente. El dimensionamiento se desarrolla en paralelo a la cotización de estos equipos en catálogos tanto nacionales como internacionales. Esto con el fin de no sobredimensionar (o sub-dimensionar). Se optimiza el coeficiente de performance de Carnot de la bomba de calor según las variables identificadas

6. Dimensionamiento de tuberías y equipos auxiliares:
Para esta etapa se busca determinar el largo y diámetro de las tuberías. Con esto se puede determinar la aislación necesaria en determinadas tuberías. También se busca determinar las bombas hidráulicas a utilizar, entre otros.
7. Costeo de equipos e insumos:
Con este punto se da inicio al análisis económico, aquí se obtienen los valores en dólares y en peso chileno de todos los equipos e insumos previamente dimensionados.
8. Costos de operación y evaluación económica:
El análisis económico se pretende llevar a cabo con el listado completo de los costos de todos los equipos e insumos necesarios para el sistema de agua caliente. También, se establecen los costos de energía consumida y de mantenimiento de los equipos. Se determina el horizonte en el cual se recupera la inversión y se analizan distintos escenarios para determinar en qué medida se hace atractiva la inversión.



Figura 3-1: Diagrama de flujo de la metodología. Fuente: Elaboración propia.

4 Resultados

A continuación, se presenta el desarrollo de la ingeniería básica y el dimensionamiento de equipos e insumos, para luego pasar al análisis económico en base a diferentes escenarios.

4.1 Cálculo de demanda de agua caliente sanitaria

4.1.1 Flujo de agua demandada

Tal como se menciona en la sección 2.4, según la Superintendencia de Servicios Sanitarios, el consumo total de agua entre una ducha y una lavadora puede llegar hasta casi 400 litros. De estos, la ducha requiere agua caliente en su totalidad, mientras que la lavadora no siempre la necesita. Para el presente estudio, se considera un volumen V de 200 litros por persona al día en términos de agua caliente. Se considera también que en cada casa de la población El Guindal de Machalí, en promedio habitan 4 personas⁴. Según lo anterior, el volumen de la demanda total al día está dado por la ecuación (5).

$$V_{total} = V * N^{\circ}_{pers} * N^{\circ}_{casas} \left[\frac{lt}{día} \right] \quad (5)$$

Donde N°_{pers} es la cantidad de personas en cada casa y N°_{casas} es la cantidad de casas a las que se quiere abastecer. Sin embargo, este volumen de agua se consume en ciertos horarios del día, por lo que según la sección 2.4.1, se definen los horarios de consumo de agua caliente desde 6 AM a 10 AM, mientras que en la tarde el consumo de agua se da entre las 6 PM y 10 PM. Con esto, la duración de ambos horarios de consumo es de 4 horas. Esto se condice con los horarios de trabajo de las personas en general, es decir, utilizan agua antes de ir al trabajo y también, una vez que llegan a sus hogares.

Como los horarios de consumo son de igual cantidad de horas, se divide el consumo en jornadas: en la mañana y en la tarde. El volumen de la demanda total del día V_{total} se divide en un 50% para la jornada de la mañana, y el resto para la jornada diurna. En otras palabras, lo anterior es equivalente a que dos personas utilicen agua en la mañana y otras dos en la tarde. Definiendo $t_{jornada}$ como la duración de cada jornada en horas, se define el flujo másico por jornada como lo indica la ecuación (6). Cabe destacar que se le agrega un 10% de margen de seguridad en caso de que se requiera más agua de la estimada.

⁴ Cabe destacar que este número de personas por hogar es el que se utiliza en el comité de agua potable rural del Cajón de Machalí para realizar sus propias estimaciones de demanda de agua potable.

$$\dot{m}_{jornada} = \left(\frac{V * 2 * N^{\circ} \text{casas}}{t_{jornada} * 3600} \right) * \frac{\rho_{agua}}{1000} * 1,1 \left[\text{kg/s} \right] \quad (6)$$

4.1.2 Potencia demandada

La temperatura de la red de agua potable T_{red} de la población tiene un valor de $15,7^{\circ}\text{C}$ ⁵, y la temperatura de suministro $T_{suministro}$ queda fijada en 45°C . Esta última se determina así, pues con los antecedentes de la sección 2.4.2, no sería necesario almacenar agua a mayor temperatura para evitar la Legionella, pues esta bacteria no sería recurrente en Chile, dadas las características climáticas que se tienen. Además, se diseña el sistema para que haya recirculación de agua en el estanque, lo cual evita que el agua se estanque por más tiempo del necesario para proliferación de la bacteria. Con esto, se define la potencia necesaria que la bomba de calor debe suministrar en cada jornada, y está dada según la ecuación (7). El resumen de la demanda de agua y potencia se muestra en la tabla 4-1.

$$\dot{Q}_{jornada} = \dot{m}_{jornada} * C_{p_{agua}} * (T_{suministro} - T_{red}) \left[\text{kW} \right] \quad (7)$$

Tabla 4-1: Resumen de parámetros de demanda. Fuente: elaboración propia.

Parámetro	Valor	Unidad de medida
V	200	[lt]
V_{total}	12000	[lt]
$\dot{m}_{jornada}$	0,46	[kg/s]
$\dot{Q}_{jornada}$	78,66	[kW]

4.2 Potencia suministrada por fuente geotermal

Según la visita realizada al comité de agua potable, se constata que el flujo de agua \dot{m}_{pozo} bombeado a los estanques de agua potable es de $10,6 \text{ [lt/s]}$. Esta sale del pozo a una temperatura $T_{pozo,e}$ de 17°C ⁶, luego pasa por un intercambiador de calor de placas, donde se le sustraen ΔT_{pozo} grados Celsius, estableciendo la temperatura $T_{pozo,s}$ a la salida del intercambiador. Esta diferencia de temperatura fue optimizada mediante EES y se explica en la sección 4.4, resultando una potencia total dada por el balance de energía en la ecuación (8).

⁵ Temperatura medida en el estanque de almacenamiento de 50 metros cúbicos, el día lunes 7 de agosto de 2017, aproximadamente a las 11.30 AM.

⁶ Temperatura medida en el desagüe de la bomba hidráulica del pozo de agua potable, específicamente el lunes 4 de septiembre de 2017, aproximadamente a las 10 AM.

$$\dot{Q}_{pozo} = \dot{m}_{pozo} * Cp_{agua} * (T_{pozo,e} - T_{pozo,s}) [kW] \quad (8)$$

4.3 Cálculo de intercambiadores de calor

El sistema consta principalmente de 2 intercambiadores de calor y una bomba de calor geotérmica. Tal como se menciona en la sección 4.2, la potencia suministrada por la fuente geotermal llega a la bomba de calor por medio de un intercambiador de calor primario, el cual es un intercambiador de placas y a contraflujo. Por otro lado, la potencia que entrega la bomba de calor debe ser transferida al agua de suministro por medio de un intercambiador de calor secundario, que también es un intercambiador de placas a contraflujo. Para entender mejor el esquema, ver figura 4.1.

En esta figura se aprecia que el agua que se calienta y que luego es consumida por la población, es la que proviene del estanque de almacenamiento de agua potable (Cilindro celeste ubicado en la zona superior derecha). En este estanque, la temperatura del agua almacenada se equilibra con la del ambiente, por lo que la hace independiente del intercambio de calor que ocurre entre este y el pozo de extracción.

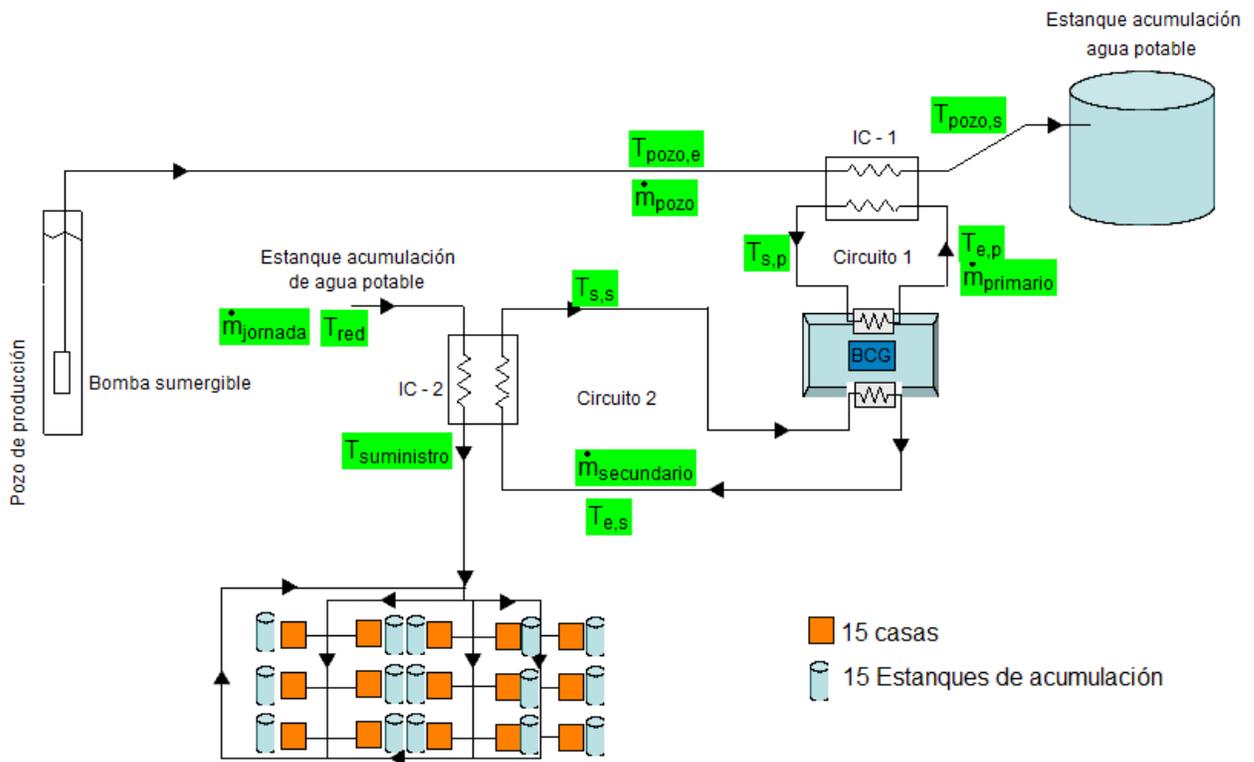


Figura 4-1: Esquema básico de instalación. Fuente: elaboración propia.

Es importante mencionar que ambos intercambiadores de calor están optimizados, es decir, al modificar algunas variables, se ve cómo se comporta el COP_{carnot} de la bomba

de calor, el número de unidades de transferencia (NTU) de cada intercambiador, como también la efectividad y el área de intercambio térmico. Para esto, se utilizan los siguientes valores de referencia para intercambiadores de calor de placa [26].

Tabla 4-2: Datos útiles para intercambiadores de calor de placa. Fuente: modificado de [26].

Parámetro	Valores	Unidad
Área de unidad más grande	1540	m^2
Número de placas	Hasta 700	-
Rango de presión	0,1 - 1,5	MPa
Rango de temperaturas	-40 - 260	$^{\circ}C$
Flujo másico entre placas	0,05 – 12,5	m^3/h
Flujo másico máximo	2500	m^3/h
Temperatura de aproximación	Tan bajo como 1	$^{\circ}C$
Coeficiente de transferencia de calor U	3000 - 7000	W/m^2C
Número de unidades de transferencia NTU	0,4 - 4	-
Pérdida de presión óptima	$30*NTU$	kPa

Para calcular la efectividad de un intercambiador de calor, se debe conocer el valor de NTU y la razón de capacidad calorífica R . El primero está dado por la ecuación (9), y se busca que resulten valores cercanos a 4, valor máximo posible que entrega como referencia la tabla 4-2.

$$NTU = \frac{U * A}{C_{\min}} \quad (9)$$

Se considera $U = 3000[W/m^2C]$ para intercambiadores de placa, pues es el valor más conservador según la tabla 4-2. A corresponde al área total de intercambio térmico y C_{\min} es la mínima razón de capacidad calorífica entre ambos fluidos del intercambiador. Éste último parámetro se obtiene mediante las ecuaciones (10), (11) y (12).

$$C_{\min} = \min\{C_{\text{caliente}}; C_{\text{frío}}\} [kW/K] \quad (10)$$

$$C_{\text{caliente}} = \dot{m}_{\text{caliente}} * C_{p\text{caliente}} [kW/K] \quad (11)$$

$$C_{\text{frío}} = \dot{m}_{\text{frío}} * C_{p\text{frío}} [kW/K] \quad (12)$$

Con $C_{p\text{caliente}}$ y $C_{p\text{frío}}$ el calor específico de los fluidos caliente y frío respectivamente. Por otro lado, el área de intercambio térmico se puede determinar por las ecuaciones (13) y (14). El valor del área se observa de tal manera que no se escape del rango determinado en la tabla 4-2.

$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_{\log} \quad (13)$$

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (14)$$

En este caso, ΔT_1 y ΔT_2 representan la diferencia de temperaturas entre los dos fluidos en ambos extremos (de entrada y salida) del intercambiador. Por último, la razón de capacidad calorífica está dada por la ecuación (15). Donde el subíndice 'e' indica que es entrada, mientras que el subíndice 's' se utiliza para indicar la salida del flujo desde el intercambiador.

$$R = \frac{T_{cal,e} - T_{cal,s}}{T_{frío,s} - T_{frío,e}} \quad (15)$$

Según el estudio de Kandlikar & Shah [27] es posible determinar la efectividad teniendo la razón de capacidad calorífica y NTU . Así, valores calculados mediante EES son validados con los del trabajo anteriormente mencionado. La efectividad ε , por otro lado, se puede determinar analíticamente mediante las ecuaciones (16) y (17).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} * (T_{cal,e} - T_{frío,e}) [kW] \quad (17)$$

4.3.1 Intercambiador del circuito secundario (IC-2)

La potencia que debe transferir la bomba de calor debe ser igual a $\dot{Q}_{jornada}$ (ver variables de la figura 4-1). Si se define $\dot{m}_{secundario}$ como el flujo de agua que circula por el circuito secundario y si se define también $T_{e,s}$ y $T_{s,s}$ como la temperatura de entrada y salida del intercambiador de calor, se tiene que:

$$\dot{Q}_{jornada} = \dot{Q}_{secundario} = \dot{m}_{secundario} * C_{p_{agua}} * (T_{e,s} - T_{s,s}) [kW] \quad (18)$$

Como $\dot{Q}_{jornada}$ se conoce, se tienen 3 nuevas incógnitas en la ecuación (18), que sería $\dot{m}_{secundario}$, $T_{e,s}$ y $T_{s,s}$. Para determinar la temperatura de entrada del circuito secundario al intercambiador de calor $T_{e,s}$, se puede hacer mediante una temperatura de aproximación ΔT_{as} . Esta temperatura de aproximación se optimiza mediante EES y está dada por la ecuación (19).

$$\Delta T_{as} = T_{e,s} - T_{suministro} [^{\circ}C] \quad (19)$$

Por otro lado, se decide establecer que ambos flujos másicos en el intercambiador de calor de placas deben ser similares o iguales, de esta manera tendrán pérdidas de carga similares. Así, se establece que:

$$\dot{m}_{jornada} = \dot{m}_{secundario} \quad (20)$$

Así, es posible despejar la temperatura de salida del circuito secundario del intercambiador de calor $T_{s,s}$ mediante el balance de energía planteado en la ecuación (18). Luego de haber determinado todos los flujos másicos y temperaturas involucradas, falta sólo validar el intercambiador, es decir, que la efectividad calculada no difiera en más de un 5% diferente a la mostrada en el trabajo de Kandlikar & Shah [27]. Este tópico se trata en la sección 4.4.

4.3.2 Intercambiador de calor primario (IC-1)

La potencia suministrada por la fuente geotermal \dot{Q}_{pozo} determinada en la sección 4.2 debe ser transferida el fluido del circuito primario mediante un intercambiador de calor, resultando el balance de energía dado por la ecuación (21).

$$\dot{Q}_{pozo} = \dot{Q}_{primario} = \dot{m}_{primario} * C_{p_{agua}} * (T_{e,p} - T_{s,p}) [kW] \quad (21)$$

Se define $\dot{m}_{primario}$ como el flujo másico del circuito primario, con $T_{e,p}$ y $T_{s,p}$ las temperaturas de entrada y salida del intercambiador del circuito primario respectivamente (ver figura 4-1). Al igual que intercambiador del circuito secundario, se considera que los flujos másicos son iguales, es decir:

$$\dot{m}_{pozo} = \dot{m}_{primario} \quad (22)$$

De esta manera, se tienen como incógnitas las dos temperaturas anteriormente mencionadas. Particularmente, se puede determinar $T_{e,p}$ mediante una temperatura de aproximación ΔT_{ap} , ésta última se optimiza mediante EES y está dada por la ecuación (23). Luego, se puede despejar $T_{s,p}$ quedando definidas las temperaturas y los flujos del intercambiador de calor.

$$\Delta T_{ap} = T_{pozo,s} - T_{e,p} [^{\circ}C] \quad (23)$$

4.4 Resultados de optimización

Para la optimización de ambos intercambiadores de calor en cuanto a la maximización del COP_{carnot} de la bomba de calor, se toma en cuenta las siguientes variables de diseño:

1. Para el intercambiador de calor secundario:
 - a) Temperatura de aproximación del intercambiador de calor secundario ΔT_{as}

- b) Porcentaje en peso de glicol en agua X_s
- 2. Para el intercambiador de calor primario:
 - a) Temperatura que se le sustrae al agua proveniente del pozo ΔT_{pozo}
 - b) Temperatura de aproximación del intercambiador de calor primario ΔT_{ap}
 - c) Porcentaje en peso de glicol en agua X_p

Tal como se dice anteriormente, se pretende maximizar el COP_{carnot} de la bomba de calor geotérmica, sin embargo, se debe tomar en cuenta los valores de referencia que se tienen de la tabla 4-1. Según estos valores, se busca:

1. Un valor máximo de $NTU = 4$ para ambos intercambiadores de calor.
2. Áreas totales de intercambio que no superen los $1540 m^2$.
3. Flujos máxicos menores a $2500 m^3/hr$.
4. Fijar el valor de U en $3000 W/m^2C$ como valor conservador.
5. Validar el intercambiador de calor según el estudio de Kandlikar & Shah [27] verificando la efectividad.

4.4.1 Intercambiador de calor secundario (IC-2)

En la tabla 4-3 se pueden ver los resultados de cómo varían los parámetros en función del porcentaje en peso de glicol en la mezcla presente en el circuito secundario.

Tabla 4-3: Resumen de optimización para el intercambiador de calor de placas del circuito secundario. Fuente: elaboración propia.

Parámetro	Variable	Valores		
Porcentaje de glicol	X_s [%]	20	40	60
Temperatura entrada secundario	$T_{e,s}$ [°C]	53,61	55,64	58,57
Temperatura salida secundario	$T_{s,s}$ [°C]	22,64	22,11	21,61
Temperatura de aproximación secundario	ΔT_{as} [°C]	8,61	10,64	13,57
Diferencia de T° logarítmica secundario	$\Delta T_{log,s}$ [°C]	7,74	8,35	9,21
Área total de transferencia	$A[m^2]$	2,408	2,234	2,023
Efectividad	ε	0,8170	0,8396	0,8622
Unidades de Transferencia	NTU	4	4	4
Razón de capacidad calorífica	R	1,06	1,15	1,26
COP Carnot	COP_{carnot}	8,8320	8,4240	7,9050

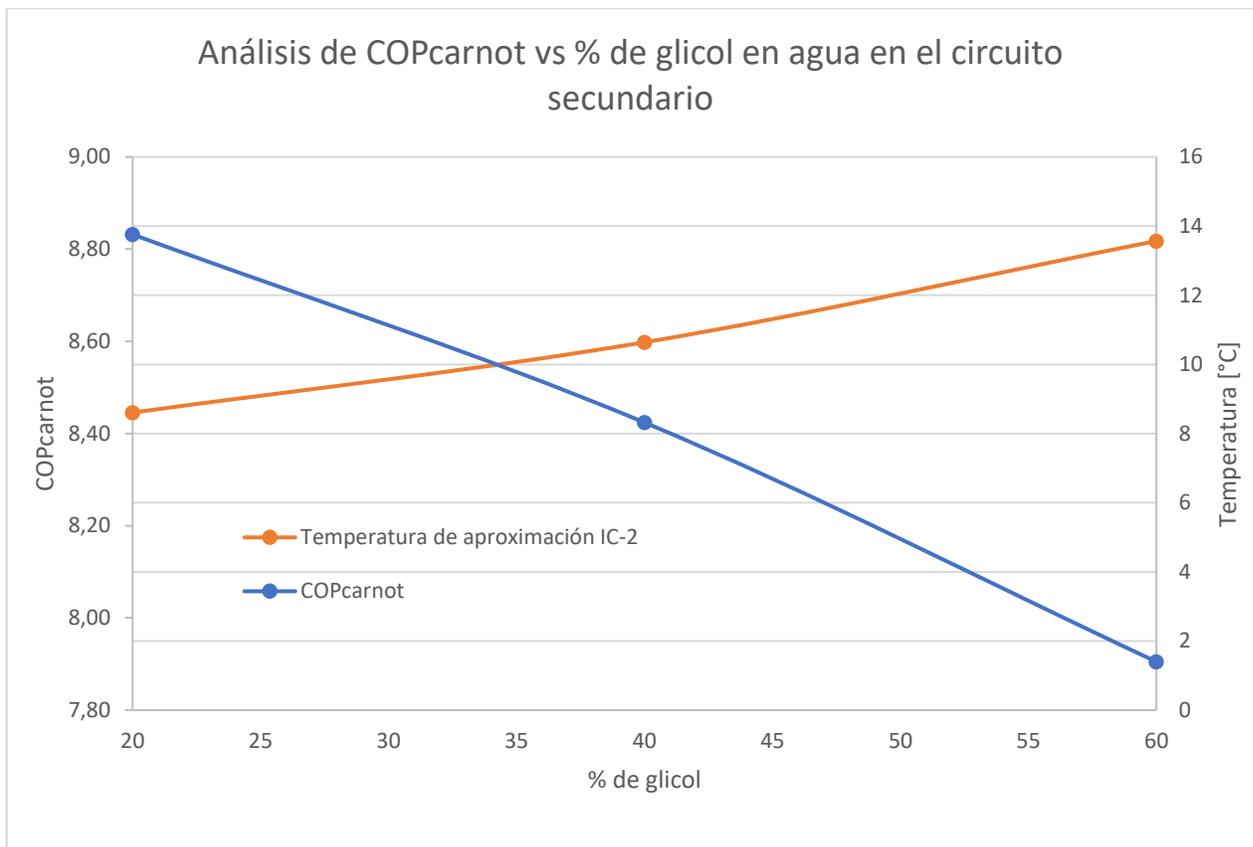


Figura 4-2: Análisis del Coeficiente de Performance para la bomba de calor geotérmica en función del % en peso de glicol en el circuito secundario. Fuente: Elaboración propia.

De la figura 4-2 se puede observar que a medida que aumentamos el % de glicol en el circuito secundario, la temperatura de aproximación aumenta, mientras que el COP_{carnot} del sistema disminuye, por lo que se concluye que es mejor tomar el valor de 20% en peso de glicol para la mezcla en el circuito secundario. Además, de esta manera se evita una posible congelación del circuito para épocas frías del año.

4.4.2 Intercambiador de calor primario (IC-1)

Para el intercambiador de calor secundario, primero se optimiza el ΔT_{pozo} mencionado en la sección 4.2, luego se optimiza la temperatura de aproximación, al igual que en el intercambiador de calor secundario. Los resultados se presentan a continuación.

Tabla 4-4: Resumen de primera optimización para el intercambiador de calor primario. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	ID	Valores			
Diferencia de temperatura agua pozo	ΔT_{pozo} [°C]	2	3	4	5
Temperatura de aproximación	ΔT_{as} [°C]	1,1	1,7	2,2	2,8
Diferencia de temperatura logarítmica	$\Delta T_{log,p}$ [°C]	0,68	1,02	1,37	1,71
Área total de transferencia	A [m ²]	43,36	43,34	43,27	43,13
Efectividad	ε	0,8773	0,8779	0,8782	0,8784
Número de unidades de transferencia	NTU	4	4	4	4
COP Carnot	COP_{carnot}	8,85	8,81	8,76	8,72

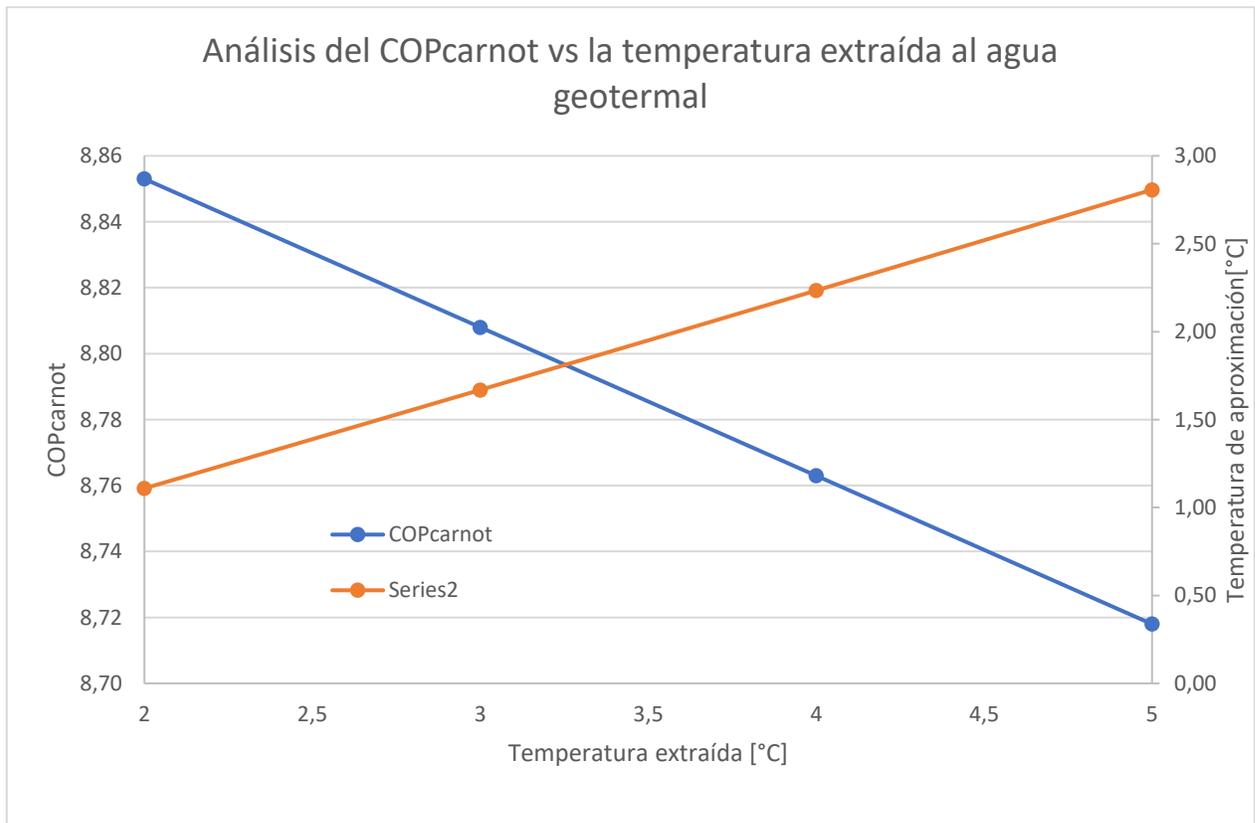


Figura 4-3: Análisis del Coeficiente de Performance para la bomba de calor geotérmica en función de los grados que se le sustraen al agua geotermal. Fuente: elaboración propia.

De la figura 4.3 se observa que a medida que aumentamos los grados que le sustraemos al agua geotermal en el intercambiador de calor primario, el COP disminuye, por lo que se concluye que es mejor sustraer 2°C al agua geotermal, maximizando el coeficiente de performance.

Tabla 4-5: Resumen de optimización para el intercambiador de calor de placas del circuito primario. Fuente: elaboración propia.

Parámetro	ID	Valores		
Porcentaje de glicol	X_s [%]	20	40	60
Temperatura entrada primario	$T_{e,s}$ [°C]	14,38	14,19	13,9
Temperatura salida primario	$T_{s,s}$ [°C]	16,53	16,58	16,62
Temperatura de aproximación	ΔT_{as} [°C]	0,6	0,8	1,1
Diferencia de temperatura logarítmica	$\Delta T_{log,s}$ [°C]	0,5377	0,5956	0,6758
Área total de transferencia	A [m ²]	54,98	49,64	43,75
Efectividad	ε	0,8222	0,8501	0,8788
Unidades de Transferencia	NTU	4	4	4
Razón de capacidad calorífica	R	0,9294	0,8366	0,7333
COPcarnot	COP_{carnot}	8,8330	8,8430	8,8540

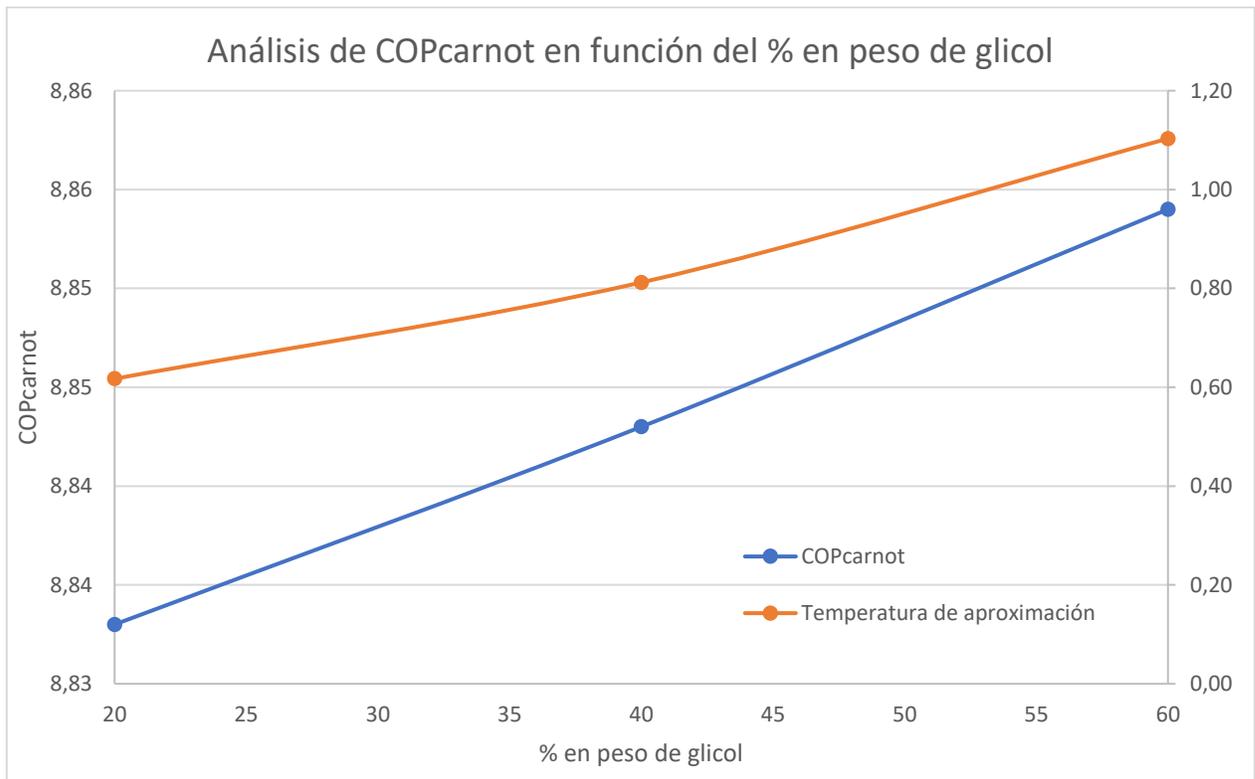


Figura 4-4: Análisis del Coeficiente de Performance para la bomba de calor geotérmica en función del % en peso de glicol en el circuito primario. Fuente: Elaboración propia.

De la figura 4.4, se observa que a medida que aumentamos el % en peso de glicol en el circuito primario, el COP aumenta. Aunque crece casi despreciablemente, se decide de igual manera asignar un 60% de glicol a la mezcla, evitando al igual que en el circuito secundario, la posible congelación del circuito en épocas frías.

4.4.3 Validación de intercambiadores de calor

Para los intercambiadores de calor primario y secundario, los valores calculados de NTU , ε y R están dados por la tabla 4-6, específicamente en la columna “calculado”. Para validar el intercambiador de calor, se ingresa el valor de NTU y R a las tablas confeccionadas en el estudio de Kandlikar & Shah [27], obteniendo la efectividad que arroja el estudio para el intercambiador de calor calculado.

El arreglo que se supone que tienen los intercambiadores de calor de este trabajo son de contraflujo, lo que según el trabajo recién citado se indica como arreglo “111”, por lo que se debe observar la tabla 1 del estudio.

Tabla 4-6: Validación de intercambiadores de calor. Fuente: elaboración propia.

	Parámetro	ID	Calculado	Estudio de Kandlikar & Shah [27]
IC-1	Unidades de transferencia	NTU	4	-
	Razón de capacidad calorífica	R	0,73	-
	Efectividad	ε	0,8798	0,8755
IC-2	Unidades de transferencia	NTU	4	-
	Razón de capacidad calorífica	R	1,05	-
	Efectividad	ε	0,8193	0,7833

Según la tabla 4-6, se concluye que el intercambiador de calor 1 queda validado, pues las efectividades son prácticamente iguales. En cambio, el % de error en el intercambiador 2 es de un 4,6% respecto del estudio, por lo que también queda validado.

4.4.4 Resumen de resultados termodinámicos

A continuación, en la tabla 4-7 se resumen los resultados de flujos mássicos, temperaturas y potencias calculadas. También se detallan las características de los intercambiadores de calor en la tabla 4-8.

Tabla 4-7: Resumen de resultados parciales. Fuente: Elaboración propia.

	Flujo másico	Temperaturas		Potencia
Línea del pozo	\dot{m}_{pozo} 10,6[kg/s]	$T_{pozo,e}$ 17[°C]	$T_{pozo,s}$ 15[°C]	\dot{Q}_{pozo} 88,7[kW]
Circuito primario	$\dot{m}_{primario}$ 10,6[kg/s]	$T_{e,p}$ 13,9[°C]	$T_{s,p}$ 16,6[°C]	$\dot{Q}_{primario}$ 88,7[kW]
Circuito Secundario	$\dot{m}_{secundario}$ 0,46[kg/s]	$T_{e,s}$ 53,5[°C]	$T_{s,s}$ 22,5[°C]	$\dot{Q}_{secundario}$ 55,9[kW]
Línea de suministro	$\dot{m}_{jornada}$ 0,46[kg/s]	T_{red} 15,7[°C]	$T_{suminsitro}$ 45[°C]	$\dot{Q}_{jornada}$ 55,9[kW]

Tabla 4-8: Resumen de características calculadas de ambos intercambiadores de calor de placas. Fuente: Elaboración propia.

	IC-1	IC-2
\dot{m} [kg/s]	0,46	10,6
NTU	4	4
R	0,73	1,05
ε	0,8798	0,8193
ΔT_{log} [°C]	0,67	7,64
A[m ²]	20,75	2,44

4.5 Dimensionamiento de equipos principales

4.5.1 Bomba de calor geotérmica

De la sección 4.4.4 se tiene que la potencia que debe entregar la bomba de calor debe tener un valor superior a 55,9 [kWt]. La bomba de calor a utilizar en este caso es del tipo Agua-Agua, pues el circuito primario y secundario se compone de una mezcla de etilenglicol con agua en distintas proporciones.

Se ha cotizado el modelo WI 65TU de DIMPLEX, cuyas especificaciones se pueden ver en el Anexo B. En dicho documento se presentan las potencias caloríficas entregadas y los coeficientes de performance según diferentes condiciones de temperatura en la entrada del evaporador y a la salida del condensador de la bomba de calor. Estos datos se llevaron a cabo según la norma EN14511:1. Cabe destacar que estas bombas se caracterizan por tener dos niveles de performance, es decir poseen dos compresores, los cuales permiten a la bomba alcanzar potencias superiores. En la tabla 4-9 se presentan estos datos.

Tabla 4-9: Performance de la bomba de calor WI 65TU según diferentes condiciones de temperatura. Fuente: Adaptado de Anexo B.

Temp de entrada [°C]	10					
Temp de suministro [°C]	35		45		55	
Parámetro	Calor [kW]	COP	Calor [kW]	COP	Calor [kW]	COP
Compresor 1	37	6,5	33,8	5	31	3,8
Compresor 2	68,9	6,2	63,7	4,7	59,9	3,7

En este caso, la temperatura de entrada de la tabla correspondería a $T_{s,p}$, mientras que la temperatura de suministro sería $T_{e,s}$ (también llamada Leaving Water Temperature – LWT). En la tabla 4-7 se aprecia que estas tienen un valor de $16,6^{\circ}\text{C}$ y $53,5^{\circ}\text{C}$ respectivamente, lo cual no permite saber con precisión el verdadero comportamiento que tendrá la bomba en su operación. Como primera aproximación, se grafican los valores de la tabla 4-9 para luego establecer una relación cuadrática entre los datos de COP y $Calor$. En la figura 4-5 se observan las curvas de coeficiente de performance y de potencia entregada.

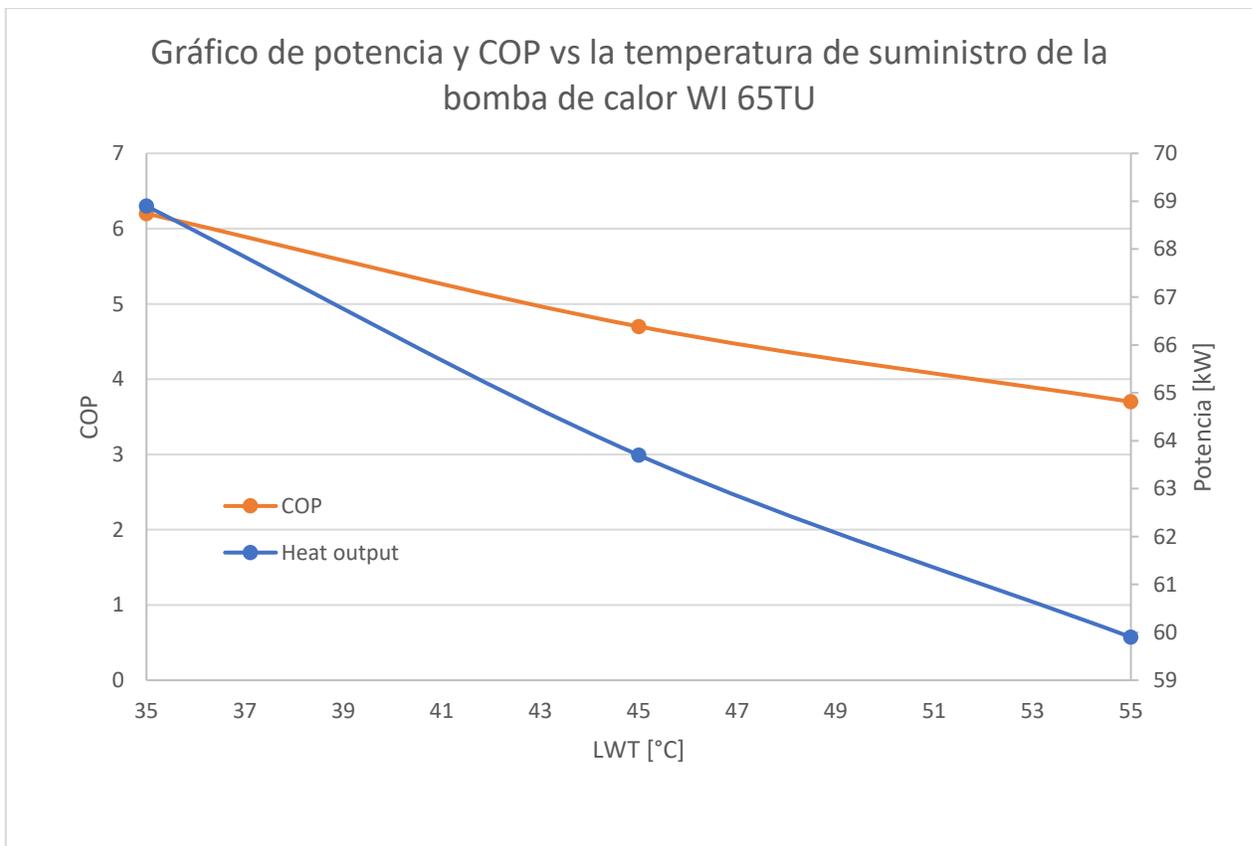


Figura 4-5: Potencia y coeficiente de performance de la bomba de calor en función de la temperatura de suministro. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones cuadráticas (21) y (22) obtenidas mediante Excel permiten obtener un valor aproximado de ambos parámetros mencionados anteriormente en función de la LWT del sistema, la cual corresponde a 53,5 °C.

$$COP = 0,0025 LWT^2 - 0,35 LWT + 15,388 \quad (21)$$

$$Potencia\ entregada = 0,007 LWT^2 - 1,08 LWT + 98,125 \quad (22)$$

Al reemplazar $LWT = 53,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en ambas ecuaciones se obtiene un COP y una $Potencia\ entregada$ de 3,8 y 60,4 [kWt] respectivamente. Esta potencia está bastante cerca del valor requerido por el sistema (55,9 [kWt]), quedando satisfecha. Por otro lado, que la bomba se comporte bajo un COP de 3,8 puntos es razonable dentro del rango alcanzado en las bombas de calor. Estos resultados son sólo aproximaciones, pues es difícil replicar y calcular qué coeficiente de performance tendrá la bomba de calor una vez esté en operación. Sin embargo, estos datos se utilizarán de aquí en adelante para calcular la energía eléctrica consumida por el equipo.

4.5.2 Intercambiadores de calor

Para la selección de ambos intercambiadores de calor se observan las variables de flujo másico, el área total de intercambio térmico y la presión máxima a la que pueden trabajar. Estas variables son las que se necesitan comúnmente para que los proveedores señalen el producto que mejor se adecua a la necesidad.

4.5.2.1 Intercambiador de calor circuito primario (IC-1)

Inicialmente el agua subterránea es bombeada desde el pozo de producción hacia los estanques que acumulan agua potable para la población. El desarrollo de este trabajo propone interponer un intercambiador de calor de placas entre el pozo de producción y estos estanques acumuladores de agua potable. Para no generar más gastos de inversión en el proyecto, se decide no cambiar la bomba hidráulica que se encuentra en el pozo de producción, es decir, se conservan las condiciones de caudal y presión que levanta ésta. Las características principales de la bomba se detallan en la tabla 4-10.

Tabla 4-10: Especificaciones técnicas de la bomba de pozo profundo ubicada en el pozo de producción.
Fuente: adaptado de Informe de cotización del comité de agua potable.

	Valor/nombre	Unidad
Marca	KSB	-
Modelo	UPA 200-11/14	-
Potencia nominal	40	kW
Caudal nominal	10,6	L/s
Presión operación	237,4	mca
Caudal operación	10,6	L/s

Si bien la presión que levanta la bomba indicada en la tabla 4-10 vence tanto a la altura geométrica como las pérdidas de carga, se utilizará dicha presión para verificar que el intercambiador de calor del circuito primario pueda trabajar bajo esta. El flujo másico que pasa a través del intercambiador es de $10,6 [kg/s]$ y el área de intercambio térmico es de $20,75 [m^2]$. Con estos datos ya es posible escoger el intercambiador en un catálogo.

Para el IC-1 se escoge el equipo marca ALFA LAVAL, modelo AQ2L, el cual permite un flujo de hasta $20 [L/s]$, trabaja a presiones de hasta $2,5 [MPa]$ y con un área de hasta $102 [m^2]$. Con estos valores el intercambiador queda satisfactoriamente seleccionado. Las especificaciones técnicas se encuentran en el Anexo C. Si bien el área máxima de intercambio del intercambiador AQ2L es muy superior al calculado, ésta se puede variar con el número de placas que se le dispongan.

4.5.2.2 Intercambiador de calor circuito secundario (IC-2)

En este caso, no hay restricciones para la presión que debe soportar el intercambiador, pues eso estará determinado por las bombas de circulación en el circuito secundario. Por otro lado, tal como se muestra en la tabla 4-8, el flujo másico es de $0,46 [kg/s]$ y tiene requiere de un área de al menos $2,42 [m^2]$.

Para el IC-2 se opta por el equipo marca ALFA LAVAL, modelo AQ1. En sus especificaciones técnicas se indica que permite un flujo máximo de $4 [kg/s]$ y con un área máxima de intercambio térmico de hasta $3,9 [m^2]$, abarcando las necesidades del intercambiador calculado para el proyecto. Las especificaciones técnicas del intercambiador se pueden hallar en el Anexo D.

4.5.3 Estanques de almacenamiento

El sistema contempla un estanque de almacenamiento para cada casa, esto se decide así, pues es lo más común en este tipo de sistemas. Para calcular la capacidad mínima que debe tener cada estanque se toman los litros V de agua que usa una persona al día, para luego multiplicarlo por la cantidad de personas que utilizan agua en cada jornada (2 personas por jornada). Se debe considerar también el margen adicional mencionado en la sección 4.1.1 de un 10%. La ecuación (23) determina la capacidad mínima del estanque.

$$C_{estanque} = V * 2 * 1.1 [Lt] \quad (23)$$

Al reemplazar los valores en la ecuación (23), se obtiene una capacidad mínima de $437 [Lt]$. Otro factor importante en los estanques es el sistema de energía auxiliar que deben poseer. Existen distintos tipos de estanque, sin embargo, los que se utilizan en

este tipo de sistemas son: estanques con serpentines interiores por los cuales circula un fluido caliente que transfiere energía al agua del estanque, mientras que en otros simplemente se tiene una resistencia eléctrica. En los primeros, el fluido caliente puede provenir de una caldera, un calentador instantáneo u otra fuente de calor. Para favorecer la simplicidad del sistema, se escogen los estanques sin serpentín, con la posibilidad de anexarle una resistencia eléctrica como calentador auxiliar.

Al cotizar los productos disponibles, se escoge el estanque marca LAPESA, modelo CV500R. Este tiene una capacidad de 500[Lt], permitiendo almacenar agua hasta 90°C. Las especificaciones técnicas se pueden ver en el Anexo E.

4.5.3.1 Pérdida de calor de los acumuladores de calor

Un factor importante en los estanques es la pérdida de potencia que sufren producto del espesor del aislante y la diferencia de temperatura entre el fluido contenido en su interior y el medio ambiente. En este caso, los acumuladores CV500R son aislados con Poliuretano (PU), material que tiene un coeficiente de conductividad térmica k de 0.025 [W/mK] y con un espesor e de 50 [mm], información que aparece en el Anexo E.

Bajo estas condiciones, se calculó la potencia perdida bajo condiciones conservadoras, es decir, considerando la temperatura ambiente promedio mínima registrada a lo largo de los años en la población El Guindal. Esta temperatura es de 5°C y se encuentra especificada en el Anexo F. Por otro lado, tal como se ha dicho anteriormente, la temperatura de almacenamiento es de 45°C. Así, se tiene un ΔT de 40°C. Si se desprecia la convección tanto al interior como al exterior del estanque, considerando la temperatura de pared interior igual a la temperatura de almacenamiento y la temperatura de pared exterior equivalente a la del ambiente y tomando en consideración las características físicas del estanque, el coeficiente de transferencia de calor U se puede calcular como sigue.

$$U = \frac{k}{e} \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (24)$$

El área de transferencia térmica se simplifica a un cilindro perfecto, de diámetro D de 0,77 [m] y de una altura de 1,69 [m]. Así el área total se calcula según la ecuación (25). Luego la pérdida de potencia está dada por la ecuación (26).

$$A = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) * 2 + \pi DL \text{ [m}^2\text{]} \quad (25)$$

$$\dot{Q} = UA\Delta T \text{ [W]} \quad (26)$$

Si se considera esta pérdida de potencia como constante, se estaría considerando un caso conservador, pues a medida que la diferencia de temperatura ΔT baja, la potencia

perdida disminuye con esta. Por otro lado, si se considera la energía que debe perder el agua almacenada en el estanque al descender de 45°C a 43°C, que es la temperatura a la que se debería suministrar el agua para la ducha según la ASHRAE [7], esta debe calcularse como sigue.

$$E = mc_p \Delta T_{p\acute{e}rdida} [J] \quad (27)$$

Finalmente se obtiene el tiempo que demoraría el estanque en perder 2°C de temperatura en el agua que almacena. El tiempo se obtiene con la ecuación (28). Luego se desarrolla el mismo cálculo, pero considerando la temperatura ambiente como el promedio anual, la cual es igual a 14.4 °C (Ver Anexo F). Los resultados se resumen en la tabla 4-11.

$$t = \frac{E}{3600 \dot{Q}} [hr] \quad (28)$$

Tabla 4-11: Resumen de resultados para pérdida de potencia bajo dos condiciones de temperatura exterior.
Fuente: Elaboración propia.

Parámetro		Valor	Unidad
A		5,02	m^2
U		0,5	W/mK
E		4,18	MJ
$T_{ext} = 5^\circ C$	\dot{Q}	100,3	W
	t	11,6	hr
$T_{ext} = 14,4^\circ C$	\dot{Q}	76,7	W
	t	15,1	hr

Según esta tabla se determina que la pérdida de energía no es una preocupación, pues en el peor caso, se demoraría prácticamente 12 horas, sin embargo, se sabe que la temperatura ambiente a medida que transcurre el día va subiendo si es que se considera que esa temperatura mínima se alcanza en la mañana, aproximadamente entre las 6 AM y 9 AM. Otra razón para no preocuparse por la pérdida de energía de los estanques es que según la tabla 2-6, las horas que transcurren entre jornada es de 8 horas, lo cual es menor a los dos casos estudiados en la tabla 4-11.

4.5.3.2 Espesor del aislante

Otro análisis que se le hace al acumulador es ver cómo varía la pérdida de potencia en función del espesor del aislante y en qué zona de la curva de potencia perdida se encuentra el estanque cotizado. Las condiciones utilizadas son las mismas del caso anterior, pero utilizando 14,4°C como temperatura exterior. En la figura 4-6 se observa dicha curva.

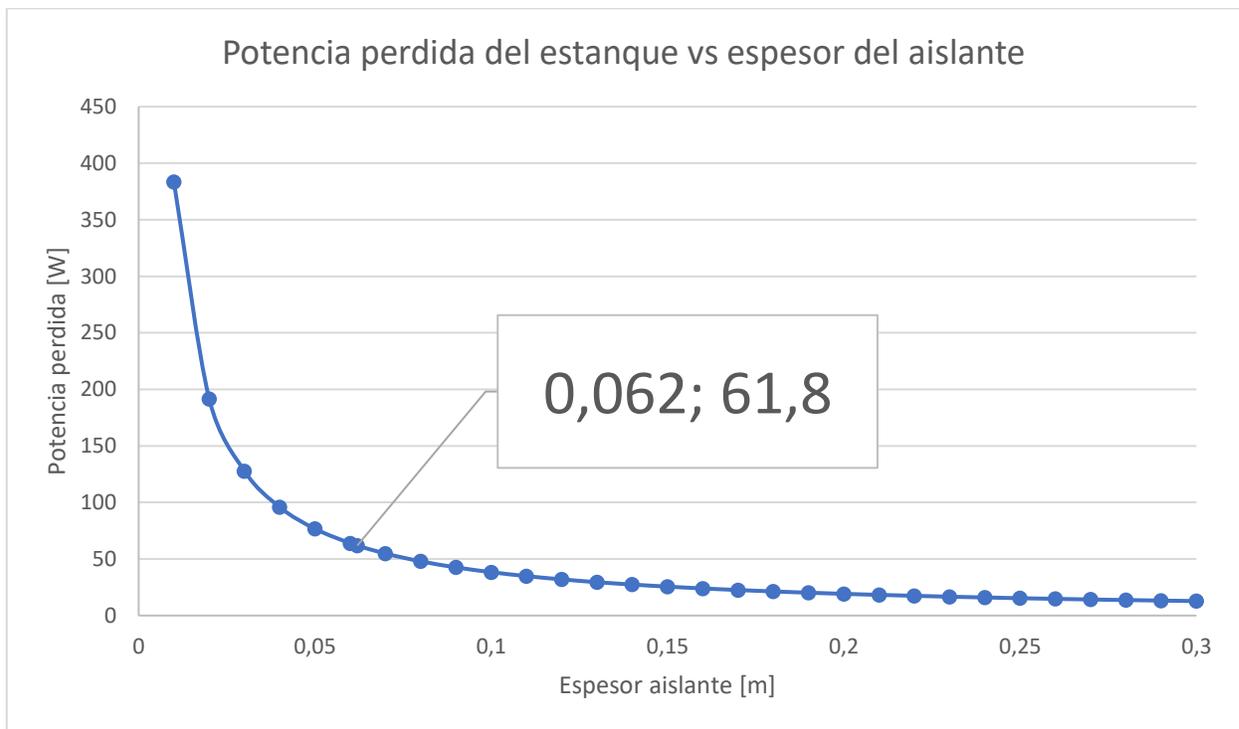


Figura 4-6: Gráfico de pérdida de potencia del estanque en función del espesor del aislante.
Fuente: Elaboración propia.

De la figura 4.6 se observa que la curva es asintótica respecto al eje horizontal, es decir, luego de un determinado espesor de aislante ya no vale la pena invertir más en ensancharlo. También se indica mediante un rectángulo la zona donde se encuentra el estanque cotizado. Esto indica que el estanque cotizado se encuentra en la zona de transición y que no está sobredimensionada su aislación, por lo que se confirma su adquisición en el diseño del sistema.

4.6 Dimensionamiento de equipos auxiliares e insumos

En esta sección se precisa el cálculo y la posterior selección de equipos auxiliares, tales como bombas hidráulicas y válvulas. También se especifica el dimensionamiento de los insumos, tales como las tuberías y sus respectivos aislantes.

4.6.1 Selección de tuberías y aislantes

Para la selección de tuberías, primero se estableció con ayuda de google earth los largos aproximados que estas tendrían, para luego determinar la velocidad máxima del flujo a través de las tuberías, las cuales están determinadas por la norma NCh2485. Dicha norma afirma que las velocidades del agua no debe exceder los $2,5 [m/s]$ en las tuberías exteriores y de distribución principal, mientras que para las líneas interiores no debe exceder los $2 [m/s]$.

En la figura 4-7 se aprecia la ubicación de la población respecto de la ruta H29, más conocida como Carretera El cobre. La tubería que lleva el agua desde el pozo hasta los estanques de almacenamiento de agua potable está indicada con una línea de color amarillo, sobre ella se ubicaría el intercambiador de calor 1 (IC-1) (por temas de dimensiones no se detalla la posición del estanque ni la del pozo de producción). La distancia desde el intercambiador hasta donde se encontraría la casa de máquinas (Ubicación de la bomba de calor geotérmica en la figura 4-7) es de 75 [m] aproximadamente, por lo que el largo total del circuito primario sería el doble de dicha distancia. En la casa de máquinas incluye la disposición de la bomba de calor geotérmica, el intercambiador de calor secundario (IC-2) y el circuito secundario. Como es un mismo recinto cerrado y los equipos se encuentran prácticamente contiguos, se aproxima el largo total del circuito secundario a 6 [m]. La línea de suministro tendría un largo aproximado de 128 [m], por lo que el circuito de retorno tendría exactamente el mismo largo.



Figura 4-7: Vista superior de la ubicación de las 15 casas (C1, C2,..., C15), la bomba de calor geotérmica (BCG) y el intercambiador de calor primario (IC-1). Fuente: Elaboración propia.



Figura 4-8: Líneas de suministro y retorno del sistema de distribución de agua caliente. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 4-8 se notan cuatro secciones para la línea de suministro, la línea 1, 2, 3 y 4. De estas, la líneas 1, 3 y 4 se encargan de suministrar a 6, 5 y 4 hogares respectivamente. De esta manera se define el caudal que debe fluir a través de cada línea. Para la simplicidad del sistema, se decide implementar cañerías del mismo diámetro a pesar de llevar flujos distintos, lo importante es que no supere la velocidad de $2,5 [m/s]$. Para el circuito de retorno se asume que fluye la mitad del caudal de suministro de manera preliminar. De manera similar se analizan los circuitos primario y secundario, se decide implementar el mismo diámetro para cada circuito y verificando que la velocidad sea la correcta respecto a la norma. El resumen se detalla en la tabla 4-12.

Tabla 4-12: Dimensión de tuberías del sistema. Fuente: Elaboración propia.

	Sección	Material	Largo total [m]	Diámetro [pulg]	Velocidad [m/s]
	Circuito primario	Acero galvanizado	150	3	1,1
	Circuito secundario	Acero galvanizado	6	3/4	1,6
Suminist.	L1	Hiero dúctil	30	3/4	0,64
	L2	Hiero dúctil	26	3/4	0,96
	L3	Hiero dúctil	41	3/4	0,53
	L4	Hiero dúctil	31	3/4	0,43
Retorno	L1	Hiero dúctil	30	1/2	0,72
	L2	Hiero dúctil	26	1/2	1,08
	L3	Hiero dúctil	41	1/2-	0,6
	L4	Hiero dúctil	31	1/2-	0,48

Finalmente, se decide aislar todas las tuberías, pues las temperaturas de entrada a cada intercambiador u otro equipo deben ser precisas. Por esta consideración, se decide aislar la totalidad de tuberías que contempla el sistema con polietileno. Se evalúa también instalar aislación elastomérica, sin embargo esta tiene costos casi del doble del polietileno [28], por lo que la decisión será más bien económica.

4.6.2 Selección de bombas y válvulas

El proyecto contempla la disposición de un total de 5 bombas hidráulicas, las cuales se pueden ver en la figura 4-9, cada una indicada con un número respectivo. En esta figura también se puede apreciar la cantidad de válvulas dispuestas.

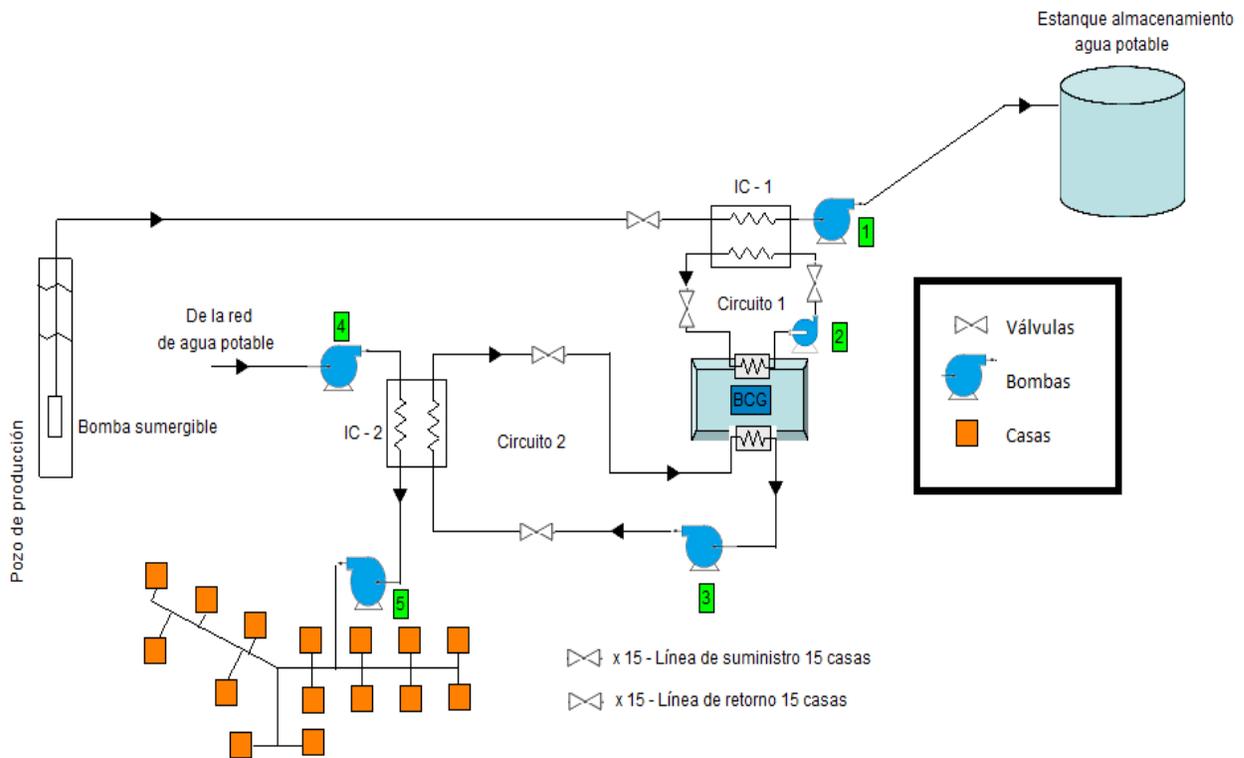


Figura 4-9: Disposición de bombas hidráulicas y válvulas del sistema. Fuente: elaboración propia.

La metodología para seleccionar las bombas fue la siguiente:

1. Se determina el caudal según lo resumido en la tabla 4-7.
2. Se determina la pérdida de carga involucrada debido al flujo a través de las tuberías, intercambiadores de calor y la bomba de calor. En el caso del suministro a las casas, se asegura que la presión de suministro sea acorde a la norma NCh691.
3. Con estos datos, se acude al catálogo digital de Cosmoplas [29] y se selecciona la bomba adecuada. Se verifica que la bomba soporte las temperaturas de operación del sistema.

En cuanto a las pérdidas de carga calculadas, se utiliza la ecuación de Colebrook y White [30], los cuales combinaron las ecuaciones de Von Karman y de Prandtl, para calcular un factor de fricción válido para todo el régimen turbulento. La ecuación (29) representa la ecuación de Colebrook y White.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon_r}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (29)$$

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon_r}{D} \quad (30)$$

$$Re = \frac{4Q}{\pi D \nu} \quad (31)$$

Donde ε_r es la rugosidad relativa del material, que es un cociente entre la rugosidad del material r y el diámetro interno D de la tubería. Re es el número de Reynolds y está dado por la ecuación (31). Donde Q es el flujo volumétrico a través de la tubería y ν es la viscosidad cinemática del agua a $60^\circ C$. El factor de fricción que se obtiene de la ecuación (29) se reemplaza en la ecuación de D'arcy-Weisbach (ecuación (32)), obteniendo la pérdida de carga en metros columna de agua.

$$h = f \frac{LV^2}{2Dg} = \frac{8fLQ^2}{g\pi^2 D^5} [mca] \quad (32)$$

$$\Delta p_{intercambiadores} = 3,5 * NTU [psig] = 24,13 * NTU [kPa] \quad (33)$$

Se calcula la pérdida de carga en las tuberías del circuito primario, secundario y de las líneas de suministro y en las de retorno. Como la línea de suministro es una ramificación de 3 terminales, para calcular la presión que debe levantar la bomba de circulación se toma en consideración la pérdida de carga más alta de los 3 ramales. Junto con las pérdidas de carga provocada por el flujo a través de las tuberías, se calcula también la pérdida de carga de los intercambiadores de manera preliminar bajo lo indicado en la ecuación (33), sustentada en el libro "Geothermal Direct Use Engineering and Design Guidebook", del año 1991 [31]. Con estas pérdidas de carga se puede calcular la presión que deben levantar las bombas de circulación involucradas. Los resultados se resumen en la tabla 4-13. Finalmente, la pérdida de carga total indicada en dicha tabla junto con el caudal, definen la bomba hidráulica.

Tabla 4-13: Bombas seleccionadas según caudal y presión de trabajo. Fuente: Elaboración propia.

Bomba N°	Pérdidas involucradas	Pérdida de carga parcial [mca]	Pérdida de carga total [mca]	Caudal [m3/hr]	Marca: PENTAX Modelo
1	IC-1	9,99	9,99	38,16	CH400
2	IC-1	9,99	17,75	38,16	CM50-125B
	Tuberías C1	2,97			
	Evaporador BCG	4,79			
3	IC-2	9,88	12,52	1,65	PM45
	Tuberías C2	1,5			
	Condensador BCG	1,04			
4	IC-2	9,88	9,88	1,65	PM45
5	Tramo crítico	3,38	18,38	1,65	U3S 50/2
	Presión suministro	15			

Las válvulas se seleccionan a partir de los diámetros especificados en la sección 4.6.1 y con el fin de poder facilitar las mantenciones a determinados equipos, tal como se muestra en la figura 4-9. Los resultados se resumen a continuación en la tabla 4-14. Cabe destacar que estas válvulas fueron cotizadas en el catálogo de Cosmoplas [29].

Tabla 4-14: Resumen de válvulas a utilizar en el proyecto, su ubicación y cantidad. Fuente: elaboración propia.

OBS	Marca	Modelo	Tipo	Cantidad
Válvulas Circuito 1	TAYSON	3" hierro fundido	Compuerta	2
Válvulas Circuito 2	RASTELLI	3/4" Latón	Compuerta	2
Válvula entre el IC1 y el pozo	TAYSON	4" Hierro fundido	Compuerta	1
Para cada casa en circuito de retorno	RASTELLI	1/2 Latón	Compuerta	15
Para cada casa en circuito de suministro	RASTELLI	3/4" Latón	Compuerta	15

4.7 Evaluación económica

En esta sección se detallan los costos de inversión del proyecto, los costos de operación, para finalmente evaluar la factibilidad económica de implementar el proyecto en el distrito de casas.

Para llevar a cabo la factibilidad económica se toma en cuenta un horizonte de evaluación de 15 años y una tasa de descuento de 10%. Se considera mantención de los equipos, el costo de la energía eléctrica y el consumo actual de gas en cada casa.

4.7.1 Costos de inversión

Para la inversión se considera el costo de los equipos, el costo de instalación de tuberías, equipos y la mano de obra necesaria. Estos se detallan en las siguientes secciones.

4.7.1.1 Costo de equipos e insumos

Tal como se ha mencionado anteriormente, el proyecto contempla la adquisición de dos intercambiadores de calor de placa a contraflujo, una bomba de calor del tipo agua-agua, 15 estanques de almacenamiento de agua caliente, 5 bombas hidráulicas, 35 válvulas de compuerta y aproximadamente 412 metros de tuberías y aislantes. En la tabla 4-15 se presenta un resumen de los costos de inversión de equipos y bombas, cuyos valores se obtuvieron mediante los catálogos correspondientes disponibles en la web. Cabe destacar que se utiliza un costo de 637 [CLP] por Dólar. La distribución de costos se presenta en la figura 4-10.

En dicha figura, se aprecia que la mayor inversión de costos de equipos se los lleva la bomba de calor, la cual es casi equiparada por el total de estanques de almacenamiento de agua caliente. Entre ambas, abarcan un 90% de la inversión de equipos. Al ser 15 estanques de almacenamiento, y dado que usualmente los proveedores rebajan el precio unitario de un producto del cual se requiere un gran número, es posible que se produzca una economía de escala al momento de realizar la cotización real, pues el costo de los estanques se realizó en base al catálogo de Cosmoplas, pudiendo reducir el 45% señalado en la figura 4-10. El costo de los intercambiadores y las bombas hidráulicas es considerablemente menor a los dos más grandes.

Tabla 4-15: Resumen de costos de equipos y bombas (Intercambiadores de calor, bombas de calor, estanques de almacenamiento y bombas hidráulicas). Fuente: Elaboración propia.

Equipo	Marca/Modelo	Cant	Costo un [CLP]	Costo total [CLP]	REF
IC-1	Alfa Laval AQ2L	1	687.793	687.793	[29]
Bomba 1	Pentax CH400	1	619.584	619.584	[29]
Bomba 2	Pentax CM 50-125B	1	753.603	753.603	[29]
IC-2	Alfa Laval AQ1	1	637.505	637.505	[29]
Bomba 3	Pentax PM45	1	72.147	72.147	[29]
Bomba 4	Pentax PM45	1	72.147	72.147	[29]
Bomba de calor	Dimplex WI65TU	1	14.254.149	14.254.149	[32]
Estanques	Lapesa CV-500R	15	947.219	14.208.285	[33]
Bomba 5	Pentax U 3S 50/2	1	262.903	262.903	[29]
Total				31.568.115	

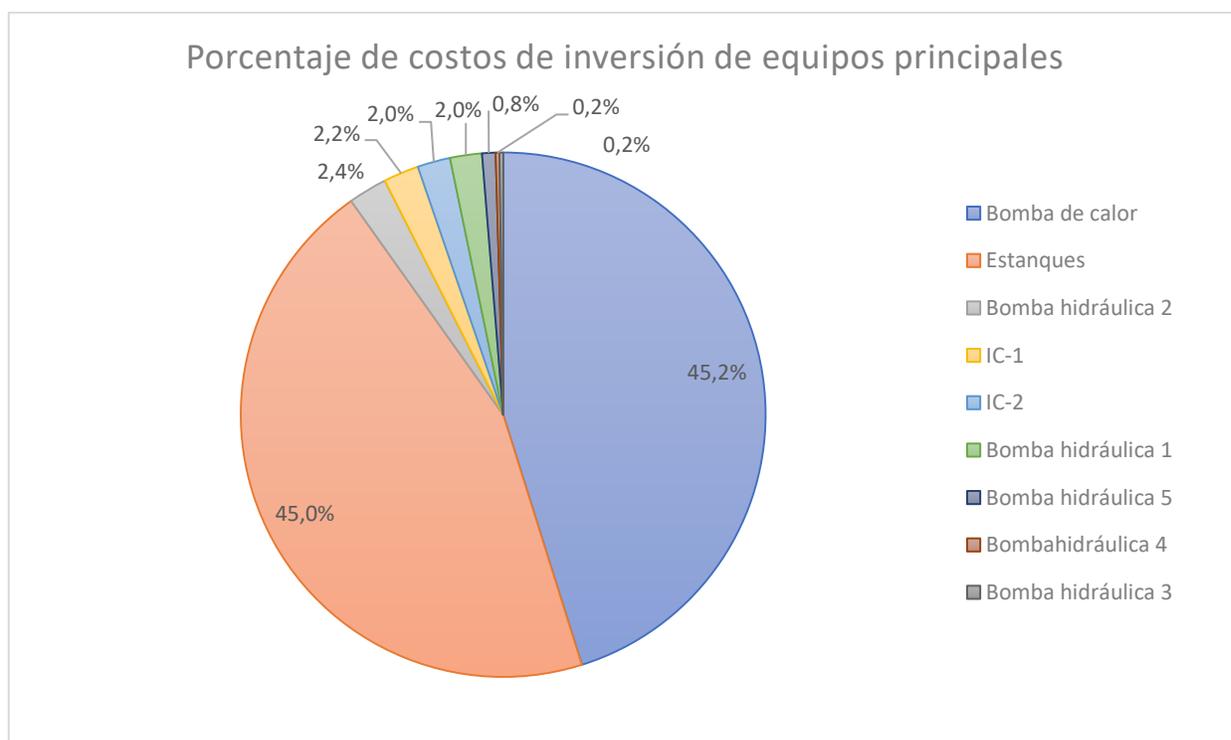


Figura 4-10: Porcentaje de costos de equipos respecto del subtotal de la inversión de los mismos. Fuente: Elaboración propia.

Los insumos cotizados, tales como tuberías y aislantes se resumen en la tabla 4-16. Por otro lado, las válvulas se detallan en la tabla 4-17. Los valores obtenidos para las tubería y aislantes se obtuvieron mediante cotización directa con el proveedor, mientras que el valor de las válvulas está disponible en la web.

Tabla 4-16: Resumen de costos de cañerías y aislación. Fuente: Elaboración propia.

Insumo	Material	Ø nom [pulg]	Largo total [m]	Costo unit [CLP/m]	Costo total [CLP]	REF
Cañería	Galvanizado	3/4"	6	2.981	17.886	[34]
	Galvanizado	3"	150	11.315	1.697.250	[35]
	Acero	3/4"	128	850	108.821	[36]
	Acero	1/2"	128	639	81.770	[36]
Subtotal					1.905.727	-
Aislación	Polietileno	1/2"	128	284	36.288	[28]
	Polietileno	3/4"	134	346	46.331	[28]
	Polietileno	3"	150	1.394	209.138	[28]
Subtotal					291.757	-
Total					2.197.484	-

Tabla 4-17: Resumen de válvulas cotizadas. Fuente: Elaboración propia.

	Marca	Modelo	Tipo	Costo unitario [CLP]	Cant.	Costo total [CLP]	REF
Válvulas	TAYSON	3" hierro fundido	Compuerta	94.854	2	189.708	[29]
	RASTELLI	3/4" Latón		6.548	2	13.096	[29]
	TAYSON	4" Hierro fundido		122.912	1	122.912	[29]
	RASTELLI	1/2 Latón		4.365	15	65.475	[29]
	RASTELLI	3/4" Latón		6.548	15	98.220	[29]
	Total					35	489.411

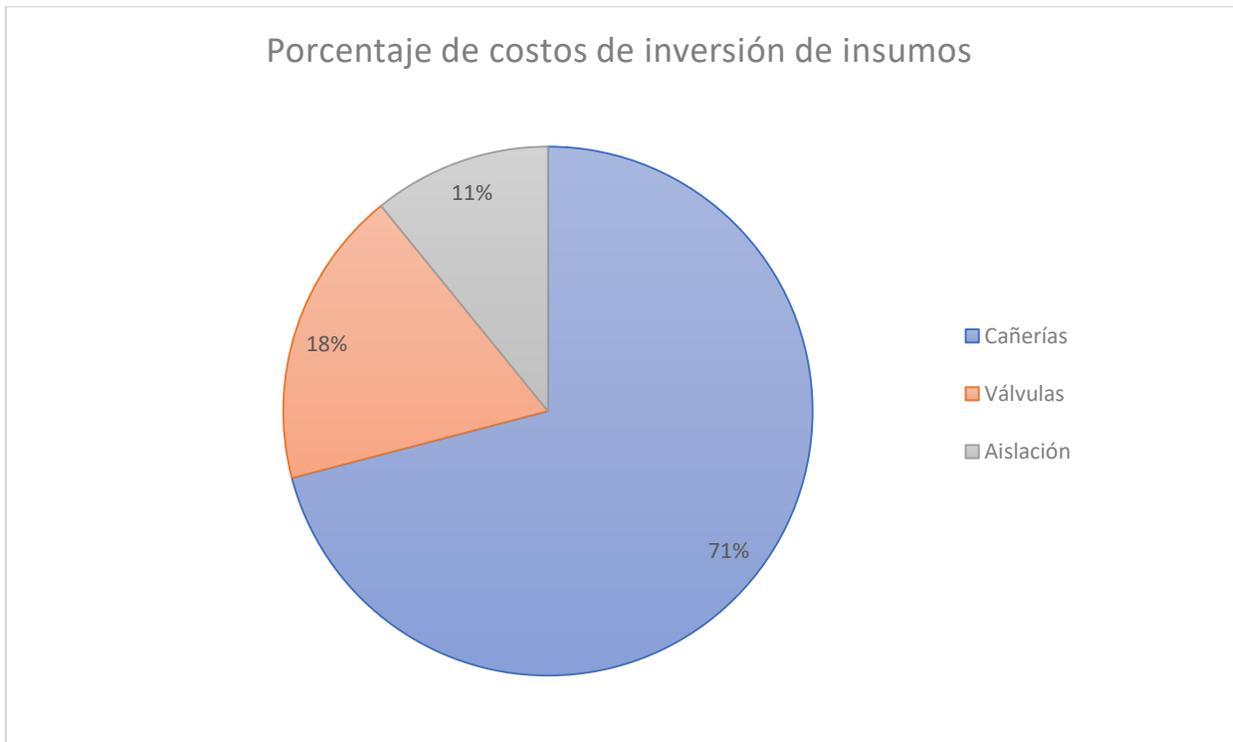


Figura 4-11: Porcentaje de costos de insumos respecto del subtotal de la inversión de los mismos. Fuente: Elaboración propia.

De la figura 4-11 se aprecia que aproximadamente un 70% de la inversión de los insumos se la llevan las cañerías, mientras que la aislación presenta el monto más bajo. Sólo en el caso de las válvulas se podría generar una economía de escala, pues el precio de estas fue obtenido del catálogo de Cosmoplas. Esto, debido que al igual que en el caso de los estanques, al cotizar un gran número de insumos, la empresa podría realizar un descuento. Sin embargo, su efecto no sería tan considerable dada la proporción que se muestra en la figura 4-11.

4.7.1.2 Costos de instalación

Los costos de instalación involucran excavar las zanjas para las tuberías que van enterradas, adquirir el material relleno dispuesto en estas mismas, la compra de los soportes que deben llevar las tuberías y la adquisición de los accesorios diversos que requieren este tipo de sistemas. Por otro lado, también se considera la instalación de los intercambiadores de calor.

El instituto de tecnología de Oregon, en un estudio realizado el año 2006 [37] considera un costo de 20 [USD/ft] para la realización de las zanjas, el relleno, accesorios y tuberías. Se utiliza este costo unitario para calcular los costos de instalación de todo el

pipng, restando los costos de las tuberías calculado en la tabla 4-16. Por otro lado, La ASHRAE [38] considera que el costo de instalación de los intercambiadores es de un 25% del costo de estos. Con estas consideraciones se llega a la tabla 4-18.

Tabla 4-18: Resumen de costos de instalación. Fuente: Elaboración propia.

	Método de cálculo	Costo Total [CLP]
Zanja, relleno, soportes y accesorios	Costo unitario 41798 [CLP/m] ⁷	14.553.840
Instalación	25% del costo del equipo	318.753
	Total	14.852.592

4.7.1.3 Resumen de costos de inversión

En la tabla 4-19 se presenta un resumen de los costos de inversión descritos a lo largo de la sección 4.7.1. En esta tabla se aprecia que el costo total de inversión es de 49,1 millones de pesos chilenos.

Tabla 4-19: Resumen de costos de inversión del proyecto. Fuente: Elaboración propia.

ITEM	Inversión [CLP]	% incidencia
Equipos (BCG e IC's)	15.579.447	31,7
Zanja, relleno, soportes y accesorios	14.533.840	29,6
Estanques	14.208.285	28,9
Cañerías	1.905.727	3,9
Bombas	1.780.383	3,6
Válvulas	489.411	1,0
Aislación	291.757	0,6
Instalación	318.753	0,6
	49.107.602	100,0

⁷ Costo unitario transformado a pesos chilenos según un precio de 637 [CLP] por cada dólar.

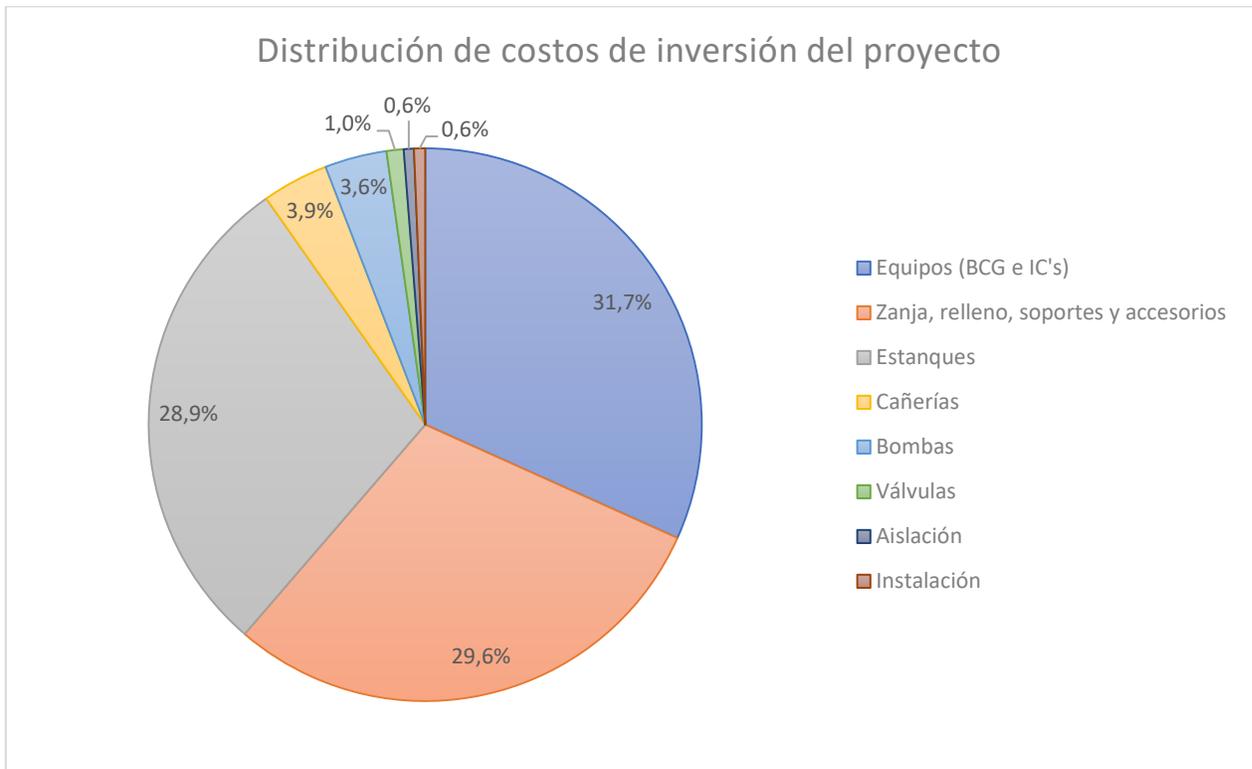


Figura 4-12: Distribución de costos de inversión del proyecto de agua caliente sanitaria para la población El Guindal de Machalí. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 4-12 se aprecia que los costos de inversión más altos del proyecto se lo adjudican la bomba de calor junto con los intercambiadores, en segundo lugar están los costos que involucran el llevar a cabo la zanja, el relleno, los soportes utilizados y los accesorios respectivos, en tercer lugar están los estanques de almacenamiento de agua caliente.

En este caso es importante dimensionar bien el sistema y escoger correctamente la bomba de calor geotérmica, pues de otra manera se puede invertir más en un equipo que no servirá en la operación o que simplemente estará sobredimensionado. Al igual que al dimensionar las cañerías, pues las obras que deben hacerse y los accesorios que deben adquirirse son un gran porcentaje de la inversión. Otro ahorro importante en el proyecto, podría ser el considerar estanques más pequeños, pero que traerían como consecuencia una menor capacidad del sistema, obligando a los beneficiados a tomar duchas más cortas, o a restringir el uso del agua caliente.

Como este es un estudio de ingeniería básica, la precisión de las estimaciones no es tan alta, por lo que a modo de hipótesis, específicamente la estimación de la excavación de las zanjas, relleno, soportes y accesorios podría estar particularmente sobredimensionado.

4.7.2 Costos de operación y mantenimiento

Para calcular los costos de operación de la planta se recurre a la potencia eléctrica de cada equipo, al factor de utilización y a la tarifa simple de baja tensión BT1 para clientes regulados. Por otro lado, los costos de mantenimiento que se estiman son los de limpiar los intercambiadores de calor y eliminar las incrustaciones de partículas de las tuberías producto de la dureza del agua.

4.7.2.1 Energía consumida

El uso del sistema se estima de 8 horas al día, 4 horas en la mañana y 4 horas en el horario diurno, tal como se aprecia en la Tabla 2-6. Según esto, el factor de utilización FU se determina dividiendo las horas de uso diarias por 24, llegando a un FU igual a 0,33. La energía diaria utilizada se calcula según la ecuación (34).

$$E_{diaria} = 24 * P_{elec} * FU [kWh/día] \quad (34)$$

Para obtener la energía mensual y anual, se multiplica la energía diaria E_{diaria} por 30 y por 365 respectivamente. La potencia eléctrica que consumen las bombas se consideró como la nominal, mientras que para la bomba de calor, se tomó el COP y la *Potencia entregada* calculada en la sección 4.5.1 para obtener el consumo eléctrico. Los resultados se resumen en la tabla 4-20. También se presenta la *Potencia real teórica*, la cual es calculada sólo para las bombas hidráulicas, con el fin de verificar de que fuera menor a la potencia eléctrica nominal. Fue calculada según la ecuación (35).

$$Potencia\ real\ teórica = \rho * g * Q * h [W] \quad (35)$$

Donde ρ es la densidad del agua igual a $1000 [kg/m^3]$, g es la gravedad equivalente a $9,8 [m/s^2]$, Q es el flujo volumétrico en m^3/s y la potencia levantada por la bomba h en $[mca]$.

De la tabla 4-20 se tiene un costo mensual de $416.687 [CLP]$ para el distrito de casas. Según esto, cada casa desembolsaría mensualmente $27.779 [CLP]$ en términos de agua caliente y sólo considerando los gastos eléctricos. En la figura 4-13 se observa un gráfico de torta, donde es posible observar la distribución de consumo eléctrico de cada equipo. De esta se aprecia que el mayor consumo lo realiza la bomba de calor, mientras que la bomba de circulación del circuito primario (Bomba hidráulica 2) toma el segundo

lugar. Esto se debe al gran caudal que debe levantar dicha bomba, pues con ello la potencia eléctrica se eleva también.

Tabla 4-20: Resumen de cálculo de energía consumida por cada equipo, con los costos respectivos de cada caso.
Fuente: Elaboración propia.

Máquina	Potencia eléctrica nominal [kW]	Potencia real teórica [kW]	E mensual [KWh]	E anual [KWh]	Costo mensual [CLP]	Costo anual [CLP]
Bomba 1	2,98	1,04	716	8710	57.055	694.169
Bomba 2	2,98	1,84	716	8710	57.055	694.169
Bomba 3	0,37	0,05	89	1089	7.132	86.771
Bomba 4	0,37	0,04	89	1089	7.132	86.771
Bomba 5	0,37	0,08	89	1089	7.132	86.771
BCG	14,70	-	3528	42924	281.182	3.421.043
TOTAL			5228	63610	416.687	5.069.695

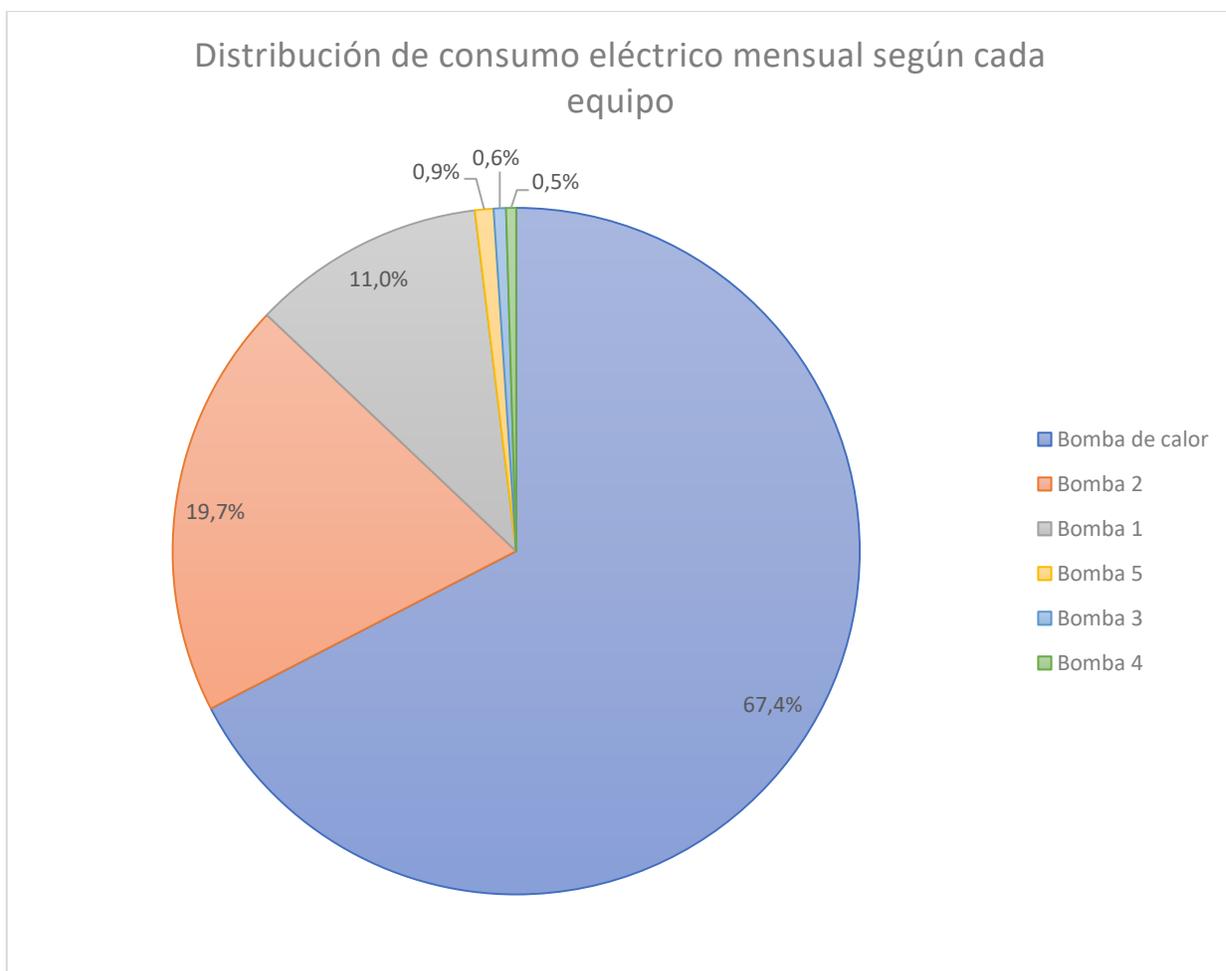


Figura 4-13: Distribución de consumo eléctrico según equipo. Fuente: Elaboración propia.

4.7.2.2 Costos de mantenimiento

Según un estudio hecho el año 2003 por el Instituto Tecnológico de Oregon [39], los costos de mantención anuales que implican limpiar el intercambiador de calor de placas son de aproximadamente 200 [USD/Intercambiador]. El proceso de eliminación de incrustaciones en las tuberías se considera de 500 [USD/año]. Con estos datos se llega a la tabla 4-21, en la cual se muestra un costo de mantención mensual de 47.775 [CLP] para el distrito de 15 casas, lo que se traduce en un costo de 3.185 [CLP] al mes para cada casa.

Tabla 4-21: Resumen de costos de mantención del sistema. Fuente: Elaboración propia.

	Costo unitario anual	Costo total anual	Costo total mensual
Mantención Intercambiadores	127.400 [CLP/ <i>intercambiador</i>]	254.800 [CLP]	21.233 [CLP]
Eliminación de incrustaciones	318.500 [CLP]	318.500 [CLP]	26.542 [CLP]
	Total	573.300 [CLP]	47.775 [CLP]

4.7.2.3 Resumen de costos de operación

Finalmente, los costos de operación y mantenimiento se resumen en la tabla 4-22. Esta indica que el costo total de operación del sistema para las 15 casas es de 464.462 [CLP], por lo que cada casa debería desembolsar un total de 30.964 [CLP]. Este costo mensual por casa se debe comparar con el precio que deben pagar las familias de la población hoy en día para obtener agua caliente. Dicha comparación se lleva a cabo en la sección 4.7.4.

Tabla 4-22: Resumen de costos de operación y mantenimiento para las 15 casas. Fuente: Elaboración propia.

Item	Costo Mensual [CLP]	% incidencia
Electricidad	416.687	89,7
Mantención	47.775	10,3
	464.462	

Por otro lado, la tabla 4-22 indica que la electricidad consumida por el sistema abarca prácticamente todos los costos de operación, llegando a tener casi un 90% de incidencia. Esto se condice según lo indicado por la OECD/IAE [40], la cual indica que

los costos de mantención para los sistemas geotermales de este tipo son muy bajos, muchas veces despreciables.

4.7.3 Costos unitarios

A continuación, se presenta un análisis de partidas según los costos asociados al proyecto. Estos son: los costos unitarios de capital y los costos unitarios de operación. Esto con el fin de compararlos con referencias encontradas en la bibliografía.

4.7.3.1 Costo de capital unitario

Para calcular el costo de capital unitario se toma en cuenta los costos de inversión, tales como el valor de los equipos e insumos necesarios, y además, el monto asociado a la instalación completa. Para esto se tiene la tabla 4-23 donde se aprecian los costos en dólares y en peso chileno.

Tabla 4-23: Costos de capital unitarios. Fuente: Elaboración propia.

Unidad	[CLP/KWt]	[USD/KWt]
Costo de equipos e insumos	612.791	962
Costos de instalación	265.699	417
Costo capital unitario	878.490	1.379

En dicha tabla se puede observar un costo de capital unitario de 1.379 [USD/KWt], o en otras palabras, cuesta casi 880.000 [CLP] el generar 1 [KWt] en el sistema diseñado en este proyecto. Si se compara este valor con el señalado según la International Energy Agency [41] para sistemas GSHP se puede afirmar que sólo se asemeja al rango correspondiente a Europa, el cual radica entre 1.170 – 2.267 [USD/KWt] y es uno de los más caros del mundo. Por otro lado, para China e India estos costos se encuentran entre 439 – 600 [USD/KWt] y para Norteamérica sube a valores de 905 – 1190 [USD/KWt].

Lo anterior puede deberse a que se debe invertir mucho capital para un sistema relativamente pequeño. En el caso de aumentar el número de casas, este costo unitario podría descender, pues se estaría aumentando la inversión en menor medida que el aumento de potencia térmica generada por el sistema.

4.7.3.2 Costo de Operación unitario

El costo de operación unitario se obtiene sumando los costos anuales de consumo eléctrico y de mantenimiento del sistema. En la tabla 4-24 resume los valores al igual que el caso anterior.

Tabla 4-24: Costos de operación unitarios. Fuente: Elaboración propia.

Unidad	[CLP/KWt]	[USD/KWt]
Costos de electricidad	90.692	142
Costos de mantenimiento	855	1,3
Costos de operación	91.547	144

Según la tabla 4-24 se puede observar que el kilowatt térmico cuesta aproximadamente 90.000 [CLP] en términos de operación anual. Si este valor se compara con el costo de mantenimiento, se puede afirmar que es prácticamente despreciable, tal como lo señala la International Energy Agency [41].

Por otro lado, esta misma fuente compara los costos de operación para sistemas de acondicionamiento de ambientes con otras fuentes, afirmando que es competitiva frente a las demás. Se menciona que en Europa los costos llegan a ser de 55 – 165 [USD/KWt]. Si bien, el sistema desarrollado en este trabajo no es para acondicionamiento de ambientes, se está dentro del rango de este tipo de sistemas en Europa.

Sin embargo, según este mismo informe [41] el promedio de costos para los sistemas GSHP son de 79 [USD/KWt], lo cual es prácticamente la mitad de lo que se obtiene en este proyecto. Esto apunta directamente a que es posible que los costos de la energía eléctrica en Chile aún sean muy elevados respecto al mundo.

Es más, según CERES de la Universidad de Belgrano [42], para tarifas residenciales que consumen en promedio 300 [KWh/mes]⁸ Chile se posiciona en el cuarto país más caro de América del Sur, con un costo de 13,27 [cent/KWh], mientras que el promedio y el país más barato (Venezuela) presentan valores de 9,91 [cent/KWh] y 0,94 [cent/KWh] respectivamente. Por otro lado, según una lista publicada por la página web Statista [43] de los países más costosos en términos de la venta de energía eléctrica, Chile se ubicaría en el octavo lugar en el mundo. Es por lo anterior que los costos de operación del proyecto se encuentran elevados por sobre los estimados según el informe de la International Energy Agency [41].

⁸ Consumo medio y donde se concentra el mayor consumo residencial según [42].

4.7.4 Factibilidad económica

4.7.4.1 Consumo de gas actual

Tal como se mencionó anteriormente, se debe comparar el monto que se debe desembolsar para poder operar el sistema y el costo que actualmente se incurre en las casas a las cuales se les lleva a cabo el proyecto. De manera simplificada, se asume que todas las casas utilizan gas licuado (GLP) para la obtención de agua caliente mediante un calentador instantáneo. Se considera el uso de un calefont de 14 litros en cada casa, el cual según ENARGAS [44], consume $2,26 [m^3/hr]$ de gas licuado cuando está en funcionamiento. Se toma un tiempo de 10 minutos por ducha y una duración de 5 minutos de lavado de loza al día. Esto se traduce en un tiempo total de 45 minutos de uso de agua caliente al día en un hogar. Con estos datos, se calcula el consumo de gas, obteniendo finalmente un consumo diario de $1,7 [m^3]$ de gas. Tomando la densidad del gas licuado en estado líquido ($1,76 [kg/m^3]$ ⁹) se tiene al mensualmente un consumo es equivalente a $89,7 [kg]$ de gas.

El gas licuado se distribuye en diferentes tamaños, galones que van desde los $5 [kg]$ hasta los $45 [kg]$. También existen estanques industriales de gas, los cuales deben ser recargados periódicamente por la empresa distribuidora. En este trabajo, dado el consumo de gas anteriormente calculado, se asume un consumo de 2 galones de $45 [kg]$ mensuales en una casa.

Existen diversas empresas distribuidoras de gas en Chile, específicamente en la comuna de Machalí están las empresas Lipigas, Gasco y Abastible. Según la comisión nacional de energía [45], el precio del galón de $45 [kg]$ varía levemente. Por ejemplo, Gasco lo vende a $50.750 [CLP]$, Abastible lo distribuye a $51.950 [CLP]$ y Lipigas resulta ser el más costoso con un precio de venta de $53.550 [CLP]$. Por simplicidad, se toma el valor de venta más bajo, lo que se traduce en un gasto de $101.500 [CLP]$ en cada hogar al mes en términos de consumo de gas. Contando las 15 casas, el consumo de gas suma un valor de $1.522.500 [CLP]$.

4.7.4.2 Indicadores económicos

Para analizar la rentabilidad del proyecto, se toman en cuenta tres indicadores económicos, los cuales son frecuentemente utilizados en casi todo tipo de proyectos. El valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y el período de recuperación descontado de la inversión. Este último considera la tasa de descuento para calcular los ingresos futuros.

⁹ Densidad calculada en base a un promedio entre la densidad del propano y del butano, ambos en estado gaseoso [50].

Para determinar estos indicadores se toma como valor base una tasa de descuento de un 10% y un horizonte de evaluación de 15 años. Se lleva a cabo un flujo de caja que se puede ver en el Anexo G y cuyos resultados se resumen en la tabla 4-25.

Tabla 4-25: Indicadores económicos del proyecto, con un horizonte de evaluación de 15 años.
Fuente: Elaboración propia.

Indicador	Valor
VAN [CLP]	\$47.462.652
TIR	25%
Retorno descontado	5 años y 2 meses

De la tabla 4-25, según un horizonte de evaluación de 15 años, se tiene un valor actual neto de 47.462.652 [CLP], cifra que es bastante similar a la inversión. En otras palabras, en este tiempo, el sistema completo permitiría ahorrar un valor levemente menor a lo invertido inicialmente. Esto también se traduce que cada casa ahorraría un monto de 3.164.310 [CLP]. Estas cifras hacen atractivo al proyecto según el VAN.

Por otro lado, la tasa interna de retorno es de 25% y teniendo en cuenta que es mayor a la tasa de descuento utilizada como caso base, se tiene que el proyecto también es rentable según esta variable económica.

Por último, el período de retorno de la inversión es de 5 años y 2 meses, lo cual hace al proyecto aún más atractivo, pues el período de retorno para los proyectos que involucran una bomba de calor geotérmica varía generalmente entre 6 y 20 años [46]. Que el período de retorno sea temprano se debe también a que, en este caso, se ahorra el costo de llevar a cabo pozos de producción y de reinyección, los cuales usualmente tienen un porcentaje de aproximadamente 35% en la inversión de este tipo de proyectos [41].

Según los indicadores recién analizados, se puede concluir que el proyecto es atractivo y conveniente para los hogares beneficiados de la población.

4.7.4.3 Análisis de escenarios

Como en casi todos los proyectos donde se invierte capital, es común llevar a cabo un análisis de escenarios para ver qué tan sensibles son los indicadores económicos recién determinados. Para esto, primero se debe definir cómo serían estos. La tabla 4-26 muestra de qué manera se determinan tres escenarios: Optimista, medio y pesimista.

Tabla 4-26: Definición de escenarios de evaluación económica. Fuente: Elaboración propia.

Escenarios	Pesimista	Medio	Optimista
Contingencia	25%	15%	0%
Tasas	12%	10%	8%

Se define la contingencia como el porcentaje adicional que se le otorga a la inversión calculada para cubrir los costos imprevistos. Por otra parte, la exactitud del cálculo de los costos de inversión aumenta a medida que avanza un proyecto. Al comienzo del proyecto se puede tener una precisión de $\pm 50\%$, mientras que en una etapa posterior a la fase de inicio se puede llegar a precisar el costo hasta en un $\pm 10\%$ [47]. Como el sistema de provisión de agua caliente sólo se encuentra en la fase de factibilidad, se cuenta con una precisión de a lo más un 25%. Es por esto que se toma este valor para el escenario pesimista.

Los resultados se resumen en la tabla 4-27 y cuyo detalle se puede encontrar en el Anexo H, Anexo I y Anexo J para los escenarios pesimista, medio y optimista respectivamente. De esta tabla se puede mencionar que el VAN calculado es bastante sensible a la variación de la inversión en conjunto con las tasas de descuento impuestas. En el escenario optimista se obtiene prácticamente más del doble del VAN obtenido en el escenario pesimista. Por otro lado, la TIR aumenta de un 19% en el peor caso, hasta un 25% en el caso optimista. Mientras que respecto al período de retorno de la inversión, el tiempo calculado en el caso optimista es casi 3 años menor que en el caso pesimista.

Aún así, en el caso pesimista se tienen resultados atractivos para el proyecto. El período de retorno llega hasta sólo 7,6 años, con una TIR sólo 6 puntos más baja que el caso optimista. Respecto al VAN, en el caso pesimista cada casa ahorraría 1.672.622 [CLP] en un horizonte de 15 años.

Tabla 4-27: Resumen de resultados de los tres escenarios analizados. Fuente: Elaboración propia.

Indicador	Escenarios		
	Pesimista	Medio	Optimista
VAN [CLP]	\$25.089.339	\$40.096.511	\$59.567.443
TIR	19%	21%	25%
Retorno descontado	7,67	6,18	4,82

4.8 Evaluación ambiental

La evaluación ambiental consta de comparar las emisiones actuales de CO_2 provenientes del calentador instantáneo presente en cada casa y la emisión equivalente correspondiente al uso de la energía eléctrica. Este último depende exclusivamente del porcentaje de energía eléctrica que se genera en el SIC a partir de combustibles fósiles.

4.8.1 Factor de emisión equivalente por uso de energía eléctrica

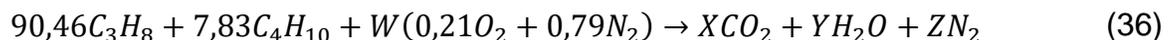
Según la página web chilena Energía Abierta Beta [48], correspondiente a la Comisión Nacional de Energía y donde se muestran los factores de emisión mensuales y anuales de los sistemas SIC y SING, se puede ver que el factor promedio anual correspondiente al año 2016 es de $0,3971 [tonCO_2/MWh]$. Dicho valor se utiliza para calcular las emisiones equivalentes de CO_2 producto del uso de energía eléctrica provista para el proyecto.

Se presume que dicha cifra debería disminuir con el transcurso de los años, producto de la incorporación de energía limpias a gran parte de la matriz energética chilena en la licitación del año 2016 [49].

4.8.2 Factor de emisión de calentador instantáneo

Tal como se mencionó anteriormente en la sección 4.7.4.1, el calentador instantáneo más utilizado es el calefont, por lo que es necesario calcular las emisiones producto de la combustión del gas licuado utilizado para su funcionamiento. Para esto, se establece la ecuación de combustión estequiométrica, donde en los productos se tiene el combustible y la composición principal del aire, mientras que en los productos de combustión se encuentra el dióxido de carbono, el agua y el nitrógeno.

Para llevar a cabo este balance se debe tener en cuenta la composición molar del gas licuado. Según la base de datos del software ASPEN HYSYS V 7.3, se tiene que la composición molar del GLP es de un 90,46% de propano y un 7,83% de butano, mientras que el resto se lo llevan otros elementos. Según lo anterior, y despreciando la presencia de otros elementos, la ecuación de combustión queda descrita por la ecuación (36).



Esta ecuación se resuelve realizando un simple balance molar. Luego, se debe transformar dicha ecuación molar en una ecuación másica, mediante la multiplicación de las masas molares de cada elemento. Con esto se obtienen los resultados de la tabla 4-28. La ecuación (37) muestra el balance molar llevado a cabo.

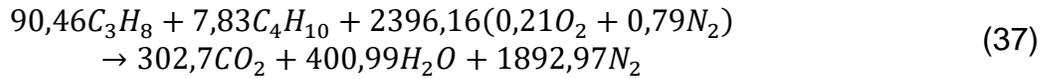


Tabla 4-28: Resultados del balance molar de la ecuación de combustión del GLP.
Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	Valor
Relación molar estequiométrica	$\left(\frac{A}{F}\right)_{molar,st} = 24,37 \left(\frac{moles\ de\ aire}{Moles\ de\ comb}\right)$
Relación másica estequiométrica	$\left(\frac{A}{F}\right)_{másica,st} = 15,58 \left(\frac{gr\ de\ aire}{gr\ de\ comb}\right)$
Masa de combustible	$m_{fuel} = 4.434,38 [gr]$
Masa de aire	$m_{aire} = 69.105,25 [gr]$
Masa de dióxido de carbono	$m_{CO_2} = 69.105,25 [gr]$
Factor de emisión	$\alpha = 3,0035 \left(\frac{gr\ CO_2}{gr\ GLP}\right)$

4.8.3 Balance de emisiones

Dados los factores de emisión recién calculados, se establece como consecuencia un balance de emisiones, el cual se resume en la tabla 4-29. En esta se puede observar que el proyecto estaría emitiendo mensualmente $2,1 [tonCO_2]$, lo que se traduce en $25,3 [tonCO_2]$ liberadas al medioambiente al año. Esto comparado a una emisión actual de $48,4 [tonCO_2]$ anualmente. En otras palabras, la emisión equivalente debido al uso de energía eléctrica del proyecto es prácticamente la mitad del tonelaje de emisiones que se produce producto de la combustión del gas licuado, llegando a tener exactamente un 47,9% de reducción anual de emisiones.

Lo anterior permite afirmar que el proyecto reduciría enormemente las emisiones de CO_2 a la atmósfera, contribuyendo a tener un ambiente más limpio en comparación con el estado actual. Nuevamente el proyecto es atractivo, aunque ahora por el lado medioambiental y social.

Tabla 4-29: Balance de emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera. Fuente: Elaboración propia.

	Emisiones actuales	Emisiones proyecto equivalentes	Unidad
Factor de emisión	3	0,3971	kgCO2/kgGLP y kgCO2/kWh respectivamente
Emisión 15 casas mensual	4,0	2,1	tonCO2
Emisión 15 casas anual	48,4	25,3	tonCO2
Reducción mensual	1,96		tonCO2
Reducción anual	23,18		tonCO2
	47,9		%

5 Conclusiones

Como conclusión del trabajo desarrollado se señala que la alternativa propuesta de suministrar agua caliente sanitaria al distrito de 15 casas en la población El Guindal es perfectamente realizable. Es factible técnicamente, pues el pozo las condiciones del sistema actual así lo permiten, al igual que los cálculos termodinámicos expuestos. Por otro lado, económicamente se presenta como una solución atractiva, mostrando indicadores económicos que así lo avalan en diferentes escenarios.

La presencia de un pozo de agua potable de 150 metros de profundidad hace prácticamente evidente la decisión de haber desarrollado un sistema geotermal de agua subterránea. Los cuadros comparativos de la sección 2.2 permitieron corroborar esta decisión. Esto permitió no tener que ahondar en las características del suelo de la comuna de Machalí para evaluar el desarrollo de otro tipo de sistema geotermal. Tampoco se prevé un impacto desfavorable sobre el acuífero.

Caracterizar el emplazamiento del proyecto permitió conocer más profundamente el sistema actual de suministro de agua potable de la población. De este sistema, se logra obtener datos favorables para el funcionamiento del proyecto propuesto, tal como lo demuestra la temperatura del agua proveniente del pozo, que es de 17°C.

Se cuantifica la demanda de energía satisfactoriamente, apoyado por los datos de la Organización Mundial de la Salud, los estudios de la Superintendencia de Servicios Sanitarios y evidentemente según el número de habitantes utilizado. A pesar de haber sobreestimado la demanda de agua y energía, los resultados siguen siendo favorables, concluyendo que la factibilidad técnica no es tan sensible a la variación de dichos valores.

Se estima una inversión inicial de 49 millones de pesos chilenos, donde los cuatro principales ítems de inversión son la bomba de calor geotérmica, los intercambiadores de calor, la obra civil que hay que llevar a cabo, y por último, los 15 estanques que hay que disponer, uno en cada casa. Dicha inversión podría disminuir dado los descuentos por volumen que se pueden obtener al momento de la compra efectiva con la empresas proveedoras. Por otro lado, también es posible que dichos ahorros no se perciban, pues hay algunos equipos que deben ser importados.

Los costos de operación son casi en su totalidad de consumo eléctrico, es decir, lo que se debe desembolsar en electricidad para que el sistema pueda hacer funcionar sus equipos. Un escenario próspero se ve desde el año 2021 para dichos costos de operación, pues desde año debería comenzar a bajar las tarifas de electricidad para clientes regulados. Esto, producto de la incorporación de energías renovables al sistema interconectado nacional.

La factibilidad económica arroja números favorables en todos sus escenarios. El período de retorno de la inversión en la evaluación pesimista no supera los 8 años, mientras que el optimista es casi de 5 años. La tasa interna de retorno llega a valores

superiores a la tasa de descuento utilizada en todos los casos, mientras que el VAN podría hasta duplicarse si se pasa desde un escenario pesimista a uno optimista. Dichos indicadores permiten mostrar que el proyecto contribuiría a ayudar económicamente a estas 15 familias.

El balance de emisiones indica una reducción de casi el 50% del dióxido de carbono emitido actualmente. Esto sin duda contribuye a una mejor calidad de vida de los habitantes de la población El Guindal. Socialmente, el proyecto permite dar a conocer otro tipo de fuentes de energías renovables, justificando la gran inversión con los beneficios económicos y medioambientales inherentes a este tipo de tecnologías.

6 Bibliografía

- [1] Instituto Nacional de Estadísticas, “CENSO 2002,” Santiago, 2002.
- [2] Ministerio de Desarrollo Social, “Encuesta CASEN 2013,” 2013.
- [3] MMA, *Tercera Comunicación Nacional de Chile ante la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre Cambio Climático 2016 (In Spanish)*. 2016.
- [4] I. B. Fridleifsson, “Geothermal energy for the benefit of the people,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 5, no. 3, pp. 299–312, 2001.
- [5] Ministerio de Energía, “Anuario estadístico de Energía,” Santiago, 2016.
- [6] Tecno Verde, “¿Que es y como funciona una Bomba de Calor?” [Online]. Available: <http://tecnoverde.cl/que-es-y-como-funciona-una-bomba-de-calor/>. [Accessed: 21-May-2017].
- [7] A. Handbook, *2015 Ashrae Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications*. 2015.
- [8] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. Ministerio de Industria turismo y comercio, *Guía Técnica: Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica*. Madrid, 2016.
- [9] Moris Arroes - Instalaciones y proyectos, “Geotermia: Problemas frecuentes y posibles soluciones.” [Online]. Available: <http://www.morisarroes.es/geotermia-problemas-frecuentes-y-posibles-soluciones/>. [Accessed: 12-Oct-2017].
- [10] G. Howard and J. Bartram, “Domestic Water Quantity , Service Level and Health,” *World Heal. Organ.*, p. 39, 2003.
- [11] R. Rivera, “Sectores altos de Santiago son los que tienen el mayor consumo de agua en Chile,” Santiago, 27-Nov-2011.
- [12] SISS, “Manual para el consumo responsable de agua potable,” p. 8, 2012.
- [13] Water Research Foundation, “Residential End Uses of Water, Version 2,” p. 16, 2016.
- [14] J. E. McDade, “*Legionella* and the Prevention of Legionellosis,” *Emerg. Infect. Dis.*, vol. 14, no. 6, p. 1006a–1006, 2008.
- [15] A. Hernández Calleja, “NTP 538 - Legionelosis: medidas de prevención y control en instalaciones de suministro de agua,” *Inst. Nac. Segur. e Hig. en el Trab.*, p. 9, 1999.
- [16] S. Herrera-Lara, E. Fernández-Fabrellas, Á. Cervera-Juan, and R. Blanquer-Olivas, “¿Influyen la estación y el clima en la etiología de la neumonía adquirida en la comunidad?,” *Arch. Bronconeumol.*, vol. 49, no. 4, pp. 140–145, 2013.

- [17] J. M. Kusnetsov, E. Ottoila, and P. J. Martikainen, "Growth, respiration and survival of *Legionella pneumophila* at high temperatures.," *J. Appl. Bacteriol.*, vol. 81, no. 4, pp. 341–7, 1996.
- [18] P. J. Dennis, D. Green, and B. P. C. Jones, "A note on the temperature tolerance of *Legionella*," *J. Appl. Bacteriol.*, vol. 56, no. 2, pp. 349–350, 1984.
- [19] E. Leoni and P. P. Legnani, "Comparison of selective procedures for isolation and enumeration of *Legionella* species from hot water systems," *J. Appl. Microbiol.*, vol. 90, no. 1, pp. 27–33, 2001.
- [20] C. A. Ciesielski, M. J. Blaser, and W. L. L. Wang, "Role of stagnation and obstruction of water flow in isolation of *Legionella pneumophila* from hospital plumbing," *Appl. Environ. Microbiol.*, vol. 48, no. 5, pp. 984–987, 1984.
- [21] F. P. Wctice, *Legionnaires' disease The control of legionella bacteria in water systems Approved Code of Practice and guidance.* .
- [22] F. Arancibia *et al.*, "Importance of legionella pneumophila in the etiology of severe community-acquired pneumonia in santiago, chile," *Chest*, vol. 145, no. 2, pp. 290–296, 2014.
- [23] Municipalidad de Machalí, "Departamento de Educación de Machalí." [Online]. Available: <http://www.educacionmachali.cl/portal/machali/>. [Accessed: 27-Nov-2017].
- [24] Municipalidad de Machalí, "Machalí," 2009. [Online]. Available: http://www.machali.cl/index.php?option=com_content&view=article&id=33&Itemid=34. [Accessed: 27-Nov-2017].
- [25] Biodiversa, "Biodiversa - Laboratorio de aguas." [Online]. Available: <http://www.biodiversa.com/laboratorio-de-aguas/>.
- [26] C. B. Raju, K. S. N. & Jagdish, *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Third. Washington, 1983.
- [27] S. G. Kandlikar and R. K. Shah, "Multipass plate heat exchangers - Effectiveness-NTU results and guidelines for selecting pass arrangements," *J. Heat Transfer*, vol. 111, no. 2, pp. 300–313, 1989.
- [28] Isoplast, "Cotización Isoplast," 2017. [Online]. Available: <http://www.isoplast.cl/>. [Accessed: 28-Oct-2017].
- [29] Cosmoplas, "Cosmolas - Catálogo digital," 2017. [Online]. Available: <http://www.cosmoplas.cl/>.
- [30] G. Keady, "Colebrook-White formula for pipe flows," *J. Hydraul. Eng.*, vol. 124, no. 1, pp. 96–97, 1998.
- [31] P. J. & L. C. Lineau, *Geothermal Direct Use Engineerign and Design Guidebook*, Second. 1991.
- [32] "Mein Haus Shop, Bomba de calor agua-agua WI65TU." Cotización.

- [33] Lapesa, “Lapesa - Catálogo de productos,” 2017. [Online]. Available: <http://www.lapesa.es/es/agua-caliente-sanitaria/coral-vitro.html>. [Accessed: 15-Oct-2017].
- [34] Aguamarket, “Cotización Aguamarket - Cañería 3/4,” 2008. [Online]. Available: http://www.aguamarket.com/sql/cotizacionesAM/detalle_cotizacion.asp?idOferta=26114&producto=CAÑERIA+GALVANIZADA+3/4+PULG. [Accessed: 18-Oct-2017].
- [35] Aguamarket, “Cotización Aguamarket - Cañería 3,” 2009. [Online]. Available: http://www.aguamarket.com/sql/cotizacionesAM/detalle_cotizacion.asp?idOferta=28326&producto=CA%D1ERIAS+ACERO+GALVANIZADO. [Accessed: 20-Oct-2017].
- [36] Cintac, “Cotización Cintac,” 2017. [Online]. Available: <http://www.cintac.cl/>. [Accessed: 27-Oct-2017].
- [37] P. Diagrams, H. L. Summary, and C. L. Summary, “Farm Bill Heat Pump Template - Appendix A,” *Director*, 2006.
- [38] S. P. Kavanaugh and K. D. Rafferty, *Geothermal heating and cooling: design of ground-source heat pump systems*. 2014.
- [39] Oregon Institute of Technology, “Ouray hot springs pool ouray, Colorado,” no. June, 2003.
- [40] OECD, “Organisation for Economic Co-operation and Development,” *Oecdorg*, p. 55, 2011.
- [41] E. T. Perspectives, “Renewable Energy Essentials: Geothermal,” *Renew. Energy*, pp. 1–4, 2010.
- [42] Universidad de Belgrano. Centro de Estudio de la Regulación Económica de los Servicios Públicos., “Análisis comparativo de las tarifas eléctricas en la Argentina y en América del Sur.,” 2016.
- [43] Statista, “Electricity prices by country in 2015 (in U.S. dollars per kilowatt hour),” 2015. [Online]. Available: <https://www.statista.com/statistics/477995/global-prices-of-electricity-by-select-country/>.
- [44] ENARGAS - Gobierno de Argentina, “El consumo de gas de los artefactos.” [Online]. Available: <https://www.enargas.gov.ar/secciones/eficiencia-energetica/consumo-artefactos.php>. [Accessed: 22-Oct-2017].
- [45] Gobierno de Chile, “PRECIOS DE CILINDROS DE GAS LICUADO DE PETRÓLEO (GLP) EN LÍNEA.” [Online]. Available: http://www.gasenlinea.gob.cl/index.php/web/buscador?rere_id=0. [Accessed: 15-Oct-2017].
- [46] S. J. Self, B. V Reddy, and M. A. Rosen, “Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options,” *Appl. Energy*, vol. 101, no. Supplement C, pp. 341–348, 2013.

- [47] Project Management Institute, *Guía de los fundamentos para la dirección de proyectos (guía del PMBOK®)*. 2013.
- [48] Comisión nacional de energía - Energía Abierta Beta, “Factores de Emisión SIC – SING,” 2016. [Online]. Available: <http://energiaabierta.cl/visualizaciones/factor-de-emision-sic-sing/>. [Accessed: 29-Nov-2017].
- [49] Comisión Nacional de Energía, “EXITOSA LICITACIÓN DE SUMINISTRO PARA CLIENTES REGULADOS PERMITIRÁ BAJAR LA CUENTA DE LUZ A HOGARES Y PYMES A PARTIR DEL AÑO 2021,” 2016. [Online]. Available: <https://www.cne.cl/prensa/prensa-2016/agosto/exitosa-licitacion-de-suministro-para-clientes-regulados-permitira-bajar-la-cuenta-de-luz-a-hogares-y-pymes-a-partir-del-ano-2021/>. [Accessed: 29-Nov-2017].
- [50] Abastible, “Gas licuado de petróleo - Hoja de datos de seguridad,” 2016. [Online]. Available: <http://www.abastible.cl/wp-content/uploads/2016/08/HDS-GLP.-Ver1-Julio-2016.pdf>.

Anexos

Anexo A. Análisis físico-químico del agua en la población El Guindal, Machalí.



INFORME DE ENSAYO N° 9718

N° de Muestra 962869
Fecha Emisión Informe 26/09/2017
N° Cotización
Página 1 de 2

IDENTIFICACION DEL CLIENTE

Cliente Servicio APR EL CAJON EL GUINDAL
Solicitante Comité A.P.R. El Cajón El Guindal
Código de Identificación 1988548
Dirección Vista Hermosa 065, Pobl. El Guindal
Comuna Machalí

PROCEDENCIA DE LA MUESTRA

Lugar de Muestreo
Tipo de Muestra Agua Potable
Dirección de Muestreo
Punto de Control Red de Distribución

DATOS DE MUESTREO

Responsable Recolección Laboratorio
Tipo de Muestreo Puntual
Fecha Inicio Muestreo 16/06/2017
Hora Inicio Muestreo 09:20

RESULTADOS DE ANALISIS

Parámetro	Unidad de Expresión	Valor Medido	NCh409 Of.2005 ¹	Métodos de Ensayo	Horas Envase	Fecha Análisis
Físico-Químicos						
Cloro Residual *	mg/L	0,70	0,2-2,0	St. Methods 4500 Cl		16/06/2017
Amoniaco(D) ^(*)	mg/L	0,50	1,5	Manual SISS ME-27-2007	72,0	19/06/2017
Arsénico(C) ^(**)	mg/L	0,003	0,01	Manual SISS ME-12-2007	23,0	17/06/2017
Cadmio(C) ^(**)	mg/L	<0,005	0,01	Manual SISS ME-13-2007	23,0	17/06/2017
Cianuro(F) ^(**)	mg/L	<0,02	0,05	SM 22 th/4500 CN	23,0	17/06/2017
Cobre(C)	mg/L	<0,03	2	Manual SISS ME-04-2007	71,0	19/06/2017
Color Verdadero(B)	u Pt-Co	10,00	20	Manual SISS ME-24-2007	14,0	17/06/2017
Compuestos Fenólicos(D) ^(**)	ug/L	< 1,0	2	Manual SISS ME-32-2007	23,0	17/06/2017
Conductividad(B)	uS/cm	646 a 25°C		SM 21th/3111 A-B	14,0	17/06/2017
Cromo Total(C) ^(**)	mg/L	<0,02	0,05	Manual SISS ME-05-2007	23,0	17/06/2017
Fluor(B) ^(*)	mg/L	0,210	1,5	Manual SISS ME-06-2007	95,0	20/06/2017
Hierro(C)	mg/L	<0,05	0,3	Manual SISS ME-07-2007	71,0	19/06/2017
Magnesio(C) ^(**)	mg/L	19,25	125	Manual SISS ME-09-2007	23,0	17/06/2017
Manganeso(C)	mg/L	<0,02	0,1	Manual SISS ME-08-2007	71,0	19/06/2017
Mercurio(C) ^(**)	mg/L	<0,0005	0,001	Manual SISS ME-15-2007	23,0	17/06/2017
Nitratos(B) ^(*)	mg/L	44,20	50	Manual SISS ME-16-2007	30,0	17/06/2017

¹ NCh 409 Of.2005 - Agua Potable

ORIGINAL
LABORATORIO
Biodiversa
Marta Eugenia Villalobos Pino
Jefe de Laboratorio
Biodiversa Concepción
LABORATORIO CONCEPCION

INFORME DE ENSAYO N° 9718

N° de Muestra 962869
Fecha Emisión Informe 26/09/2017
N° Cotización
Página 2 de 2

RESULTADOS DE ANALISIS

Parámetro	Unidad de Expresión	Valor Medido	NCh409 Of.2005 ¹	Métodos de Ensayo	Horas Envase	Fecha Análisis
Físico-Químicos						
Nitritos(B) ^(*)	mg/L	<0,0027	3	Manual SISS ME-17-2007	30,0	17/06/2017
Olor(B)	-	Inodoro	Inodora	Manual SISS ME-25-2013	14,0	17/06/2017
pH(B)	-	7,95	6,5 - 8,5	Manual SISS ME-29-2007	14,0	17/06/2017
Plomo(C) ^(**)	mg/L	<0,01	0,05	Manual SISS ME-18-2007	23,0	17/06/2017
Razón Nitratos+Nitritos(B) ^(*)	mg/L	0,88	1	MA-SISS/1997	30,0	17/06/2017
Sabor(B)	-	Inspido	Inspida	Manual SISS ME-26-2007	14,0	17/06/2017
Selenio(C) ^(**)	mg/L	<0,001	0,01	Manual SISS ME-10-2007	23,0	17/06/2017
Sólidos Disueltos Totales(B)	mg/L	574,00	1500	Manual SISS ME-31-2007	23,0	17/06/2017
Sulfatos(B) ^(**)	mg/L	139,3	500	Manual SISS ME-30-2007	23,0	17/06/2017
Temperatura Lab(B)	°C	5,10		Manual SISS ME-29-2007	14,0	17/06/2017
Zinc(C) ^(**)	mg/L	0,04	3	Manual SISS ME-11-2007	23,0	17/06/2017

* Valor medido en terreno

PRESERVANTES

- (B) Envase natural S/P
- (B) Envase Sin Preservante
- (B) Plástico 4 L S/P
- (C) Envase con Ácido Nítrico
- (D) Envase con Ácido Sulfúrico
- (F) Envase con Hidróxido de Sodio

ANALISIS REALIZADOS POR TERCEROS

- (*) Biodiversa Viña del Mar
- (**) Laboratorio SGS, Informe de Ensayo ES17-31933 del 29/06/2017

¹ NCh 409 Of.2005 - Agua Potable



INFORME DE ENSAYO N° 5321

N° de Muestra 962857
Fecha Emisión Informe 21/06/2017
N° Cotización
Página 1 de 1

IDENTIFICACION DEL CLIENTE

Cliente Servicio APR EL CAJON EL GUINDAL
Solicitante Comité A.P.R. El Cajón El Guindal
Código de Identificación 1988548
Dirección Vista Hermosa 065, Pobl. El Guindal
Comuna Machali

PROCEDENCIA DE LA MUESTRA

Lugar de Muestreo
Tipo de Muestra Agua Potable
Dirección de Muestreo
Punto de Control Red de Distribución

DATOS DE MUESTREO

Responsable Recolección Cliente
Tipo de Muestreo Puntual
Fecha Inicio Muestreo 16/06/2017
Hora Inicio Muestreo 09:20

RESULTADOS DE ANALISIS

Parámetro	Unidad de Expresión	Valor Medido	NCh409 Of.2005 ¹	Métodos de Ensayo	Horas Envase	Fecha Análisis
Bacteriológicos						
Coliformes Totales(A)	Col / 100 ml	<1	0	NCh1620/2 Of.84	15,0	17/06/2017
Escherichia coli(A)	-	Ausencia	Ausencia	Manual SISS ME-02-2007	15,0	17/06/2017
Turbiedad (NTU)(A)	NTU	<0,50	4	Manual SISS ME-03-2007	15,0	17/06/2017

MEDICIONES DE TERRENO

Parámetro	Unidad de Expresión	Valor Medido
Cloro Libre Residual	mg/L	0,70

PRESERVANTES
(A) Envase con Tiosulfato de Sodio

¹ NCh 409 Of.2005 - Agua Potable



Maria Eugenia Villalobos Pino
Jefe Unidad Laboratorio 4
Biodiversa Concepción

Anexo B. Especificaciones técnicas de bomba de calor Dimplex WI 65TU

Data sheet WI 65TU



High-efficiency water-to-water heat pump - 2 performance levels

Max. flow temperature: 62 °C
Casing colour: White (similar to RAL 9003)
Brown-red design screen (RAL 3011)

Heat pump for heating purposes for indoor installation with integrated WPM Econ5Plus control. Variable connection options for the water and heating connections on the rear wall of the casing. A sound-optimised metal casing and the integrated solid-borne sound insulation with free-swinging compressor base plate make direct connection with the heating system possible. Access for service work front and left, no minimum clearance is required on the right side. High coefficient of performance through electronic expansion valve, COP booster and electronic pump control depending on the temperature spread in the heat generator circuit. Sensor monitoring of the refrigeration circuit for a high degree of operational safety and integrated thermal energy metering (display of the calculated quantity of thermal energy for heating, domestic hot water and swimming pool water preparation). FWO function for more efficient domestic hot water preparation with increased domestic hot water temperatures and volumes of water to be drawn through optimised tank charging. The control panel is integrated in a design screen and can also be used as wired remote control using the wall mounting set (special accessories MS PGD). Universal design with two compressors for output regulation when operating at partial load, optional domestic hot water preparation and flexible expansion options for:



- Bivalent or bivalent-renewable operating mode
- Distribution systems with unmixed and mixed heating circuits
- Use of load-variable tariffs (SG Ready)

Soft starter, flow and return sensors for the water and heating circuit integrated. External sensor (standard NTC-2) and circulating pump for the heat generator circuit in the scope of supply (note free compression). Heat generator circuit pump 8 m delivery height at 6 m³/h, flange connection DN 40, installation length 220 mm.

Technical data

Dimplex High-efficiency water-to-water heat pump - 2 performance levels (Medium temperature)	
Order reference	WI 65TU
Heat pump code	3010
Casing colour	White (similar to RAL 9003)
Max. flow temperature	62 °C
Lower operating limit heat source (heating operation) / Upper operating limit heat source (heating operation)	7 to 25 °C
Heat output W10/W35 / COP W10/W35	37,0 kW / 6,5
Heat output max. W10/W35 / COP W10/W35	68,9 kW / 6,2
Heat output W10/W45 / COP W10/W45	33,8 kW / 5,0
Heat output max. W10/W45 / COP W10/W45	63,7 kW / 4,7
Nominal power consumption according to EN 14511 at W10/W35	11,1 kW
Sound power level	61 dB (A)
Refrigerant / Amount of refrigerant	R410A / 16,8 kg
Max. heating water flow rate / Pressure drop	12,1 m ³ /h / 10200 Pa
Heat source flow (min.)	12,5 m ³ /h
Dimensions (W x H x D)**	1000 x 1665 x 805 mm
Weight	465 kg
Rated voltage	3/PE ~400 V, 50 Hz
Starting current	56 A
Fuse protection***	C 40 A
Connection heating	1 ½ inch
Heat source connection	2 ½ inch
Seal of approval EHPA (valid until)	Yes / 24.11.2019

*A water-to-water heat pump must be used if borehole heat exchangers are used which work using water as the heat transfer medium.

**Please note that additional space is required for pipe connections, operation and maintenance.

***Die Absicherung ist als alpolige Trennvorrichtung auszuführen (gemeinsame Abschaltung aller Phasen)!

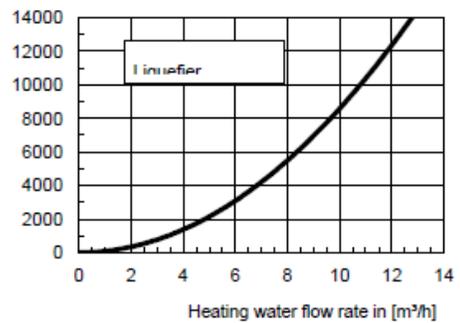
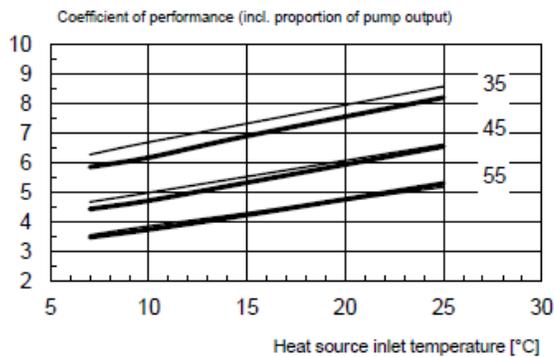
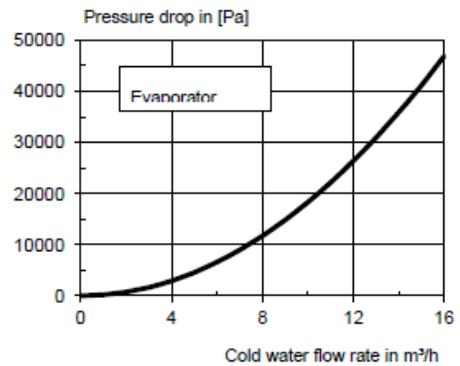
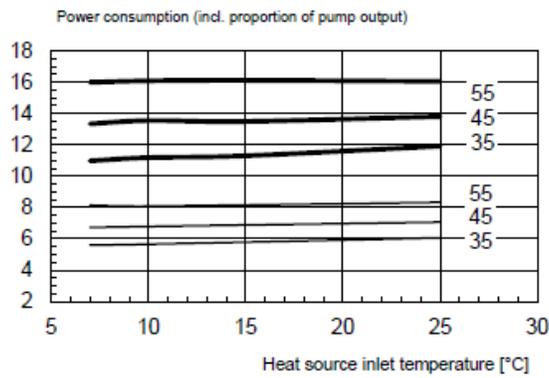
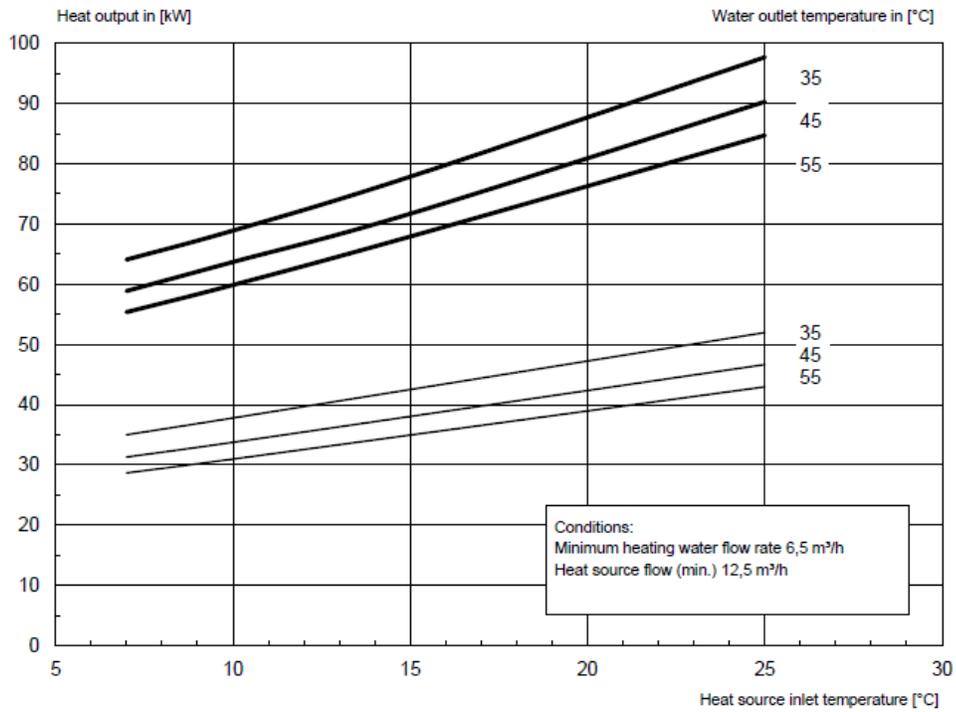
Device information	WI 65TU
Design	
- Heat source	Water
- Model	Universal design
- Regulation	WPM Econ5Plus integrated
- Thermal energy metering	Integrated
- Installation location	Indoors
- Performance levels	2
Operating limits	
- Max. flow temperature 7)	62 °C +/- 2
- Lower operating limit heat source (heating operation) / Upper operating limit heat source (heating operation)	7 / 25 °C
- Free compression circulating pump heating (max. level)	48000 Pa
Flow / sound	
- Max. heating water flow rate / Pressure drop	12,1 m³/h / 10200 Pa
- Minimum heating water flow rate	6,5 m³/h
- Heat source flow (min.) / Pressure drop evaporator EN 14511	12,5 m³/h / 47000 Pa
- Sound power level	61 dB (A)
- Sound pressure level in 1 m 2)	45 dB (A)
Dimensions/weight and filling quantities	
- Dimensions (W x H x D) 3)	1000 x 1665 x 805 mm
- Weight	465 kg
- Thread type, heating connection / Connection heating	Rp / 1 ½ inch
- Thread type, heat source connection / Heat source connection	Rp / 2 ½ inch
- Refrigerant / Amount of refrigerant	R410A / 16,8 kg
- Oil type / Oil quantity	Polyolester (POE) / 7,3 l
- Water content	13 l
- Volume of the heat transfer medium in the device	13 l
Electrical connection	
- Rated voltage / Fuse protection	3/PE ~400 V, 50 Hz / C 40 A
- Control voltage / Control voltage fuse protection	1/N/PE ~230 V, 50 Hz / C 13A
- Fuse protection HP with separate infeed	C 40 A
- Degree of protection	IP 21
- Initial current limiter	Yes
- Starting current	56 A
- Nominal power consumption according to EN 14511 at W10/W35 / Maximum electric power consumption 1)	11,1 / 18,4 kW
- Nominal current at W10/W35 / Nominal current cos phi	23 A / 0,8
- Power consumption of the compressor protection / Control compressor protection	90 W / thermostatically controlled
- Power input of integrated pump	0,26 kW
Complies with the European safety regulations	
Additional model features	
- Water in device protected against freezing 4)	Yes

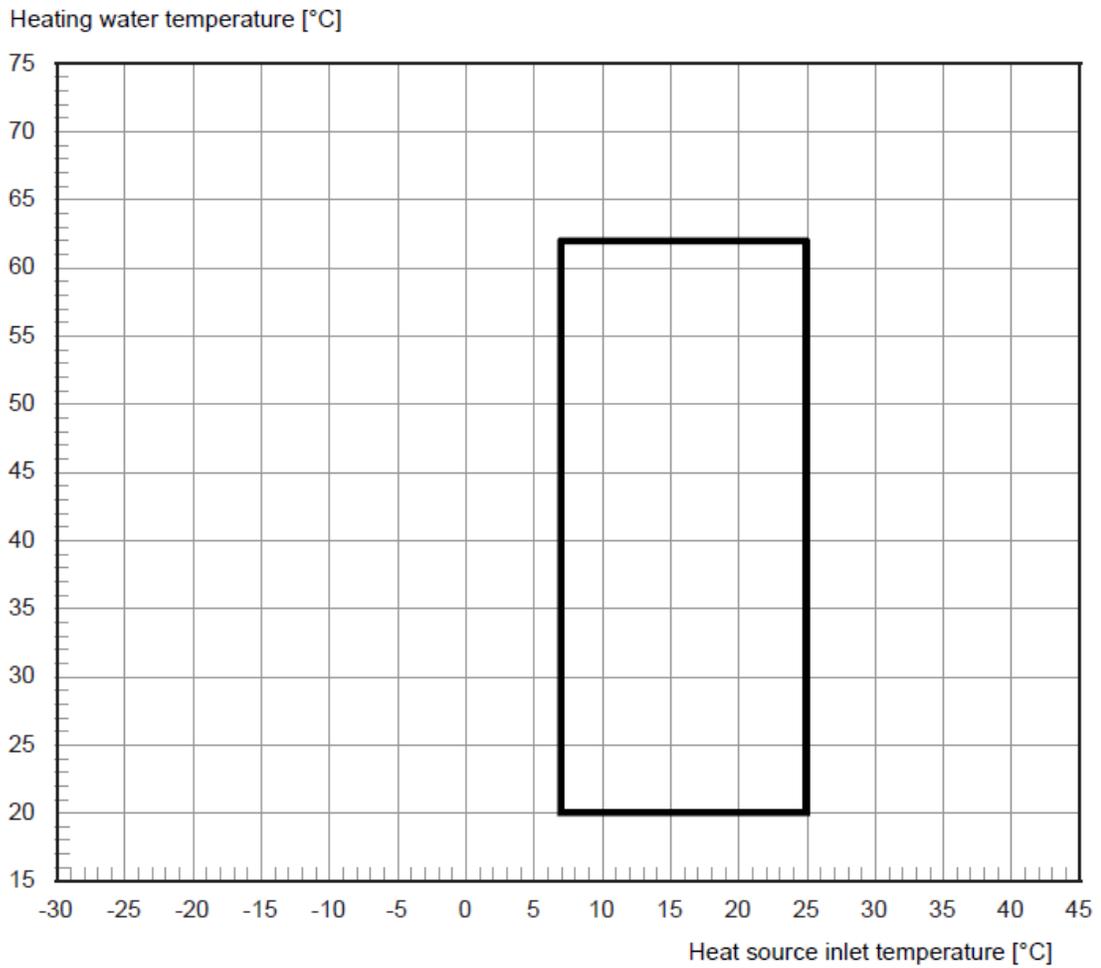
Heat output / coefficient of performance (COP) according to EN 14511: 1)

Heating compressor 1	W35	W45	W55
W10	37,0 kW / 6,5	33,8 kW / 5,0	31,0 kW / 3,8
Heating compressor 2	W35	W45	W55
W10	68,9 kW / 6,2	63,7 kW / 4,7	59,9 kW / 3,7

Note:

- 1) This data indicates the size and capacity of the system according to EN 14511. For an analysis of the economic and energy efficiency of the system, the bivalence point and regulation should be taken into consideration. These specifications can only be achieved with clean heat exchangers. Information on maintenance, commissioning and operation can be found in the respective sections of the installation and operating instructions. The specified values have the following meaning, e.g. A7 / W35: Heat source temperature 7 °C and heating water flow temperature 35 °C.
- 2) The specified sound pressure level corresponds to the operating noise of the heat pump in heating operation with a flow temperature of 35°C. The specified sound pressure level represents the free sound area level. The measured value can deviate by up to 16 dB(A), depending on the installation location.
- 3) Please note that additional space is required for pipe connections, operation and maintenance.
- 4) The heat circulating pump and the heat pump manager must always be ready for operation.
- 7) Depending on the heat pump type and refrigerant used, the maximum flow temperatures in heating operation may be reduced when the outside temperature falls. Further information can be found in the operating limit diagram for the heat pump. If the supporting feet are used, the level can increase by up to 3 dB (A).





Note:

The maximum possible flow temperature and the operating limits vary by $\pm 2\text{K}$ due to component tolerances.

The minimum volume flow specified in the device information must be ensured at the lower operating limit.

In mono energy operating mode with the heating element activated, the maximum flow temperature increases by approximately 3K.

Anexo C. Especificaciones técnicas intercambiador de calor Alfa Laval – AQ2L

AQ2L

AlfaQ™ AHRI-certified plate heat exchanger

Applications

General heating and cooling duties.

Standard design

The plate heat exchanger consists of a pack of corrugated metal plates with portholes for the passage of the two fluids between which heat transfer will take place.

The plate pack is assembled between a fix frame plate and a movable pressure plate and compressed by tightening bolts. The plates are fitted with a gasket which seals the interplate channel and directs the fluids into alternate channels. The number of plates is determined by the flow rate, physical properties of the fluids, pressure drop and temperature program. The plate corrugations promote fluid turbulence and support the plates against differential pressure.

The plate and the pressure plate are suspended from an upper carrying bar and located by a lower guiding bar, both of which are fixed to a support column.

Connections are located in the frame plate or, if either or both fluids make more than a single pass within the unit, in the frame and pressure plates.

Typical capacities

Liquid flow rate

Up to 20 kg/s (317 gpm), depending on media, permitted pressure drop and temperature program.

Plate types

AQ2L

Frame types

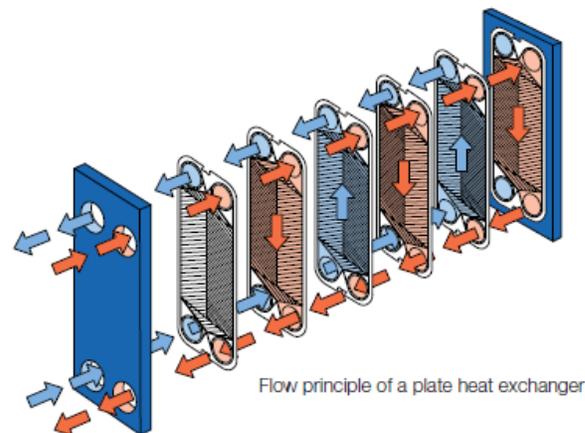
FM, FG and FD

Working principle

Channels are formed between the plates and the corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels. The heat is transferred through the plate between the channels, and complete counter-current flow is created for highest possible efficiency. The corrugation of the plates provides the passage between the plates, supports each plate against the adjacent one and enhances the turbulence, resulting in efficient heat transfer.



AQ2L-FG



STANDARD MATERIALS

Frame plate

Mild steel, painted

Nozzles

Carbon steel

Metal lined: Stainless steel, Titanium

Pipe: Stainless steel, Titanium

Rubber lined: Nitrile, EPDM

Plates

Stainless steel Alloy 316 / Alloy 304 Titanium

Gaskets

Nitrile, EPDM

TECHNICAL DATA

Pressure vessel codes, PED, ASME, pvcALS™

Mechanical design pressure (g) / temperature

FM pvcALS™	1.0 MPa / 180°C
FM PED	1.0 MPa / 180°C
FG pvcALS™	1.6 MPa / 180°C
FG PED	1.6 MPa / 180°C
FG ASME	150 psig / 482°F
FD pvcALS™	2.5 MPa / 180°C
FD PED	2.5 MPa / 180°C
FD ASME	300 psig / 482°F

CONNECTIONS

Pipe connections (not for frame type FD)

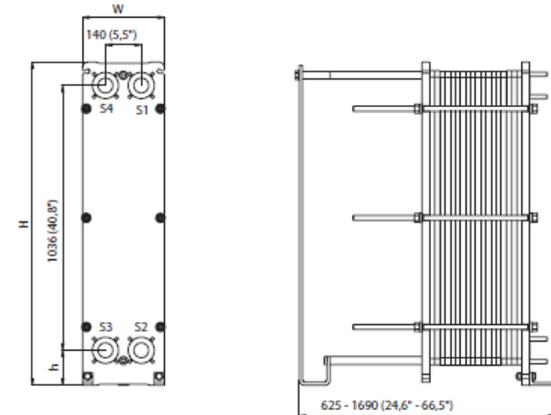
Straight threaded Size 50 mm ISO G2", NPT 2"

Flange connections

FM pvcALS™	Size 50 / 65 mm	DIN/GB/GOST PN16, ASME Cl.150 JIS 10K
FM PED	Size 50 / 65 mm	DIN PN16, ASME Cl. 150
FG pvcALS™	Size 50 / 65 mm	DIN/GB/GOST PN16, ASME Cl. 150 JIS 10K/16K
FG PED	Size 50 / 65 mm	DIN PN16, ASME Cl. 150
FG ASME	Size 50 - 65	ASME Cl.150
FD pvcALS™	Size 50 / 65 mm	DIN/GB/GOST PN40, ASME Cl.300 JIS 20K
FD PED	Size 50 / 65 mm	DIN PN40, ASME Cl. 300
FD ASME	Size 50 / 65 mm	ASME Cl. 300

The number of tightening bolts may vary depending on pressure rating.

Dimensions



Measurements mm (inch)

Type	H	W	h
AQ2L-FM / PED / pvcALS™	1264 (49.8")	320 (12.6")	137 (5.4")
AQ2L-FG / PED / pvcALS™	1264 (49.8")	320 (12.6")	137 (5.4")
AQ2L-FG / ASME	1299 (51.1")	320 (12.6")	142 (5.6")
AQ2L-FD / PED / pvcALS™	1264 (49.8")	330 (13.0")	137 (5.4")
AQ2L-FD / ASME	1308 (51.5")	330 (13.0")	142 (5.6")

Maximum heat transfer surface

102.0 m² (1097 sq.ft)

Particulars required for quotation

- Flow rates or heat load
- Temperature program
- Desired working pressure
- Maximum permitted pressure drop



Anexo D. Especificaciones técnicas intercambiador de calor Alfa Laval – AQ1

AQ1

AlfaQ™ AHRI-certified plate heat exchanger

Applications

General heating and cooling duties. Heating by means of steam.

Standard design

The plate heat exchanger consists of a pack of corrugated metal plates with portholes for the passage of the two fluids between which heat transfer will take place.

The plate pack is assembled between a fix frame plate and a movable pressure plate and compressed by tightening bolts. The plates are fitted with a gasket which seals the interplate channel and directs the fluids into alternate channels. The number of plates is determined by the flow rate, physical properties of the fluids, pressure drop and temperature program. The plate corrugations promote fluid turbulence and support the plates against differential pressure.

The plate and the pressure plate are suspended from an upper carrying bar and located by a lower guiding bar, both of which are fixed to a support column.

Connections are located in the frame plate or, if either or both fluids make more than a single pass within the unit, in the frame and pressure plates.

Typical capacities

Liquid flow rate

Up to 4 kg/s (60 gpm), depending on media, permitted pressure drop and temperature program.

Plate types

AQ1, AQ1D - double wall plates

Frame types

FG

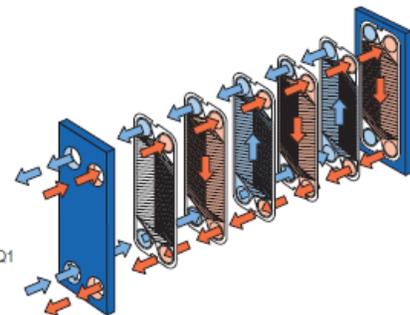
Working principle

Channels are formed between the plates and the corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels. The heat is transferred through the plate between the channels, and complete counter-current flow is created



AQ1-FG

for highest possible efficiency. The corrugation of the plates provides the passage between the plates, supports each plate against the adjacent one and enhances the turbulence, resulting in efficient heat transfer.



Flow principle of an AQ1 plate heat exchanger

STANDARD MATERIALS

Frame plate

Mild steel, painted

Nozzles

Pipe: Stainless steel, Titanium

Plates

Stainless steel: AISI 316 or Titanium

Gaskets

Nitrile, EPDM

TECHNICAL DATA

Pressure vessel codes, PED, ASME, pvcALS™

Mechanical design pressure (g) / temperature

FG PED, pvcALS™ 1.6 MPa / 180°C

FG ASME 150 psig / 350°F

CONNECTIONS

FG PED Size 1¼" Pipe, thread ISO-R 1¼"

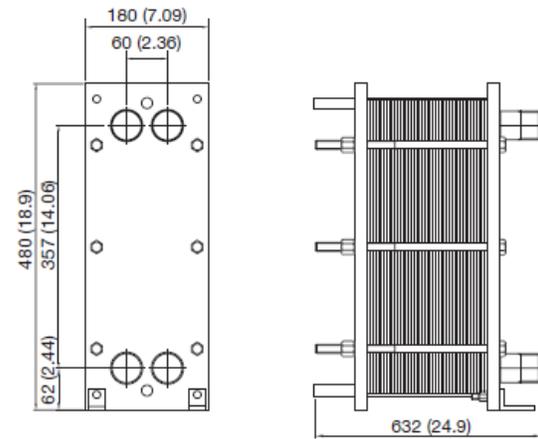
FG pvcALS™ Size 1¼" Pipe, thread ISO-R1¼"

FG ASME Size 1¼" Pipe, thread NPT 1¼"

Maximum heat transfer surface

3.9 m² (40 sq. ft)

Dimensions



Measurements mm (inch)

The number of bolts may vary depending on pressure rating.

Particulars required for quotation

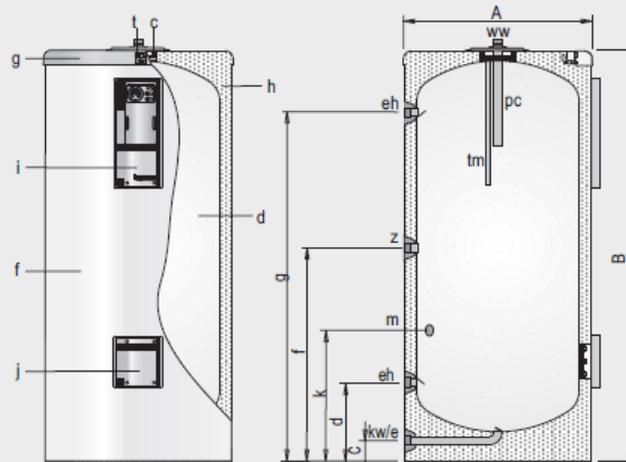
- Flow rates or heat load
- Temperature program
- Desired working pressure
- Maximum permitted pressure drop

Anexo E. Especificaciones técnicas acumulador LAPESA CV-500 R

Depósitos acumuladores de 200 a 500 litros

lapesa

para acumulación de A.C.S.



Modelos CV-200...500-R

- c - Boca de inspección
- d - Depósito acumulador A.C.S.
- f - Forro externo
- g - Cubierta superior
- h - Aislamiento térmico
- i - Panel de control
- j - Boca lateral auxiliar
- pc - Protección catódica
- tm - Sonda de sensores
- t - Medidor de carga del ánodo

Descripción

Depósitos para acumulación de A.C.S., en instalación vertical sobre suelo, como depósito individual, instalación en serie o en paralelo. Fabricado en acero vitrificado, s/DIN 4753.

Capacidades de 200, 300 y 500 litros.

Incorporan de serie panel de control modelo "T" con termómetro, y ánodo de magnesio con medidor de carga, para la protección catódica del depósito. Aislado térmicamente con espuma rígida de poliuretano inyectado en molde, libre de CFC.

Acabado exterior con forro acolchado desmontable, color blanco RAL 9016 y tapas de color gris RAL 7035.

Suministro

El depósito se suministra completamente acabado, probado y con todos los componentes montados.

El conjunto va embalado en caja de cartón reforzado y flejado a palet de madera no retornable (pág. 65)

Suministro opcional

KIT resistencia eléctrica. Compuesto por resistencia eléctrica de inmersión, brida y elemento de protección.

Panel de control "TD". Compuesto por termómetro, termostato bipolar de regulación y seguridad, interruptor invierno-verano y pilotos de indicación de funcionamiento.

Características técnicas /Conexiones /Dimensiones		CV-200-R	CV-300-R	CV-500-R
Capacidad de A.C.S.	litros	200	300	500
Temperatura máxima depósito de A.C.S.	°C	90	90	90
Presión máxima depósito de A.C.S.	bar	8	8	8
Peso en vacío (aprox.)	Kg	70	90	130
kw/e: Entrada agua fría/ desagüe	"GAS/M	1	1	1
ww: Salida A.C.S.	"GAS/M	1-1/4	1-1/4	1-1/4
z: Recirculación	"GAS/M	1-1/4	1-1/4	1-1/4
eh: Conexión lateral	"GAS/M	1-1/4	1-1/4	1-1/4
m: Conexión sensores laterales	"GAS/M	3/4	3/4	3/4
Cota A: Diámetro exterior	mm	620	620	770
Cota B: Longitud total	mm	1205	1685	1690
Cota c:	mm	85	85	85
Cota d:	mm	315	315	355
Cota f:	mm	530	770	750
Cota g:	mm	975	1455	1415
Cota k:	mm	400	400	440



El aislamiento térmico se realiza en fábrica por inyección directa en molde con material PU libre de CFC y HCFC. Este sistema garantiza una perfecta regularidad en los espesores de aislamiento con una densidad de material óptima. Los espesores indicados en la tabla corresponden al cuerpo circular del depósito, siendo mucho más elevados en la parte superior del mismo, pudiendo alcanzar cuatro veces su valor. Al estar la zona superior del depósito acumulador más protegida térmicamente, se alcanzan valores de pérdidas caloríficas muy inferiores a las admitidas por las normativas más exigentes en esta materia, como la **DIN 4753/8.**

TABLA DE AISLAMIENTO TÉRMICO: SERIE CORAL/MASTER VITRO							Espesores mínimos de aislamiento equivalente con otros materiales aislantes (mm.)		
Serie	Tipo	Modelo	Aislamiento térmico k= 0.025 W/m °K	Espesor aislamiento PU (mm.)	Pérdidas estáticas EN 12897 (W)	ErP  (EU 812/2013)	Espuma blanda de poliuretano ⁽¹⁾ k= 0,040 W/m °K	Lana de roca ⁽¹⁾ k= 0,034-0,042 W/m °K	Fibra de vidrio ⁽¹⁾ k= 0,035-0,046 W/m °K
CORAL VITRO	SERPENTÍN /ACUMULACIÓN	CV-80-M1S	PU	45	46	B	75	65 - 80	65 - 90
		CV-110-M1/M1S	PU	45	46	B	75	65 - 80	65 - 90
		CV-150-M1/M1S/GS	PU	55	44	B	90	75 - 95	75 - 110
		CV-200-R/M1/M1S/M2/HL/GS	PU	50	56	B	80	70 - 85	70 - 95
		CV-300-R/M1/M1S/M2/HL/GS	PU	50	67	B	80	70 - 85	70 - 95
		CV-400-M2/HL	PU	50	88	C	80	70 - 85	70 - 95
		CV-500-R/M1/M2/HL/GS	PU	50	93	C	80	70 - 85	70 - 95
		CV-600-P/C	PU	50	105	C	80	70 - 85	70 - 95
		CV-750-R/M1/M2/HL	PU	80	89	B	130	110 - 140	115 - 160
		CV-800-P/C	PU	80	89	B	130	110 - 140	115 - 160
		CV-800-RB/M1B/M2B/HLB	PU	80	97	B	130	110 - 140	115 - 160
		CV-1000-R/M1/M2/HL/P/C	PU	80	115	C	130	110 - 140	115 - 160
		CV-1000-RB/M1B/M2B/HLB	PU	80	125	C	130	110 - 140	115 - 160
		CV-1500-R/M1/M2	PU	80	156	C	130	110 - 140	115 - 160
CV-1500-RB/M1B/M2B	PU	80	169	C	130	110 - 140	115 - 160		
MASTER VITRO	SERPENTÍN /ACUMULACIÓN	MVV-1500-RB/SB/SSB/S2B/SS2B	PU	80	154	C	130	110 - 140	115 - 155
		MVV-2000-RB/SB/SSB/S2B/SS2B	PU	80	174	C	130	110 - 140	115 - 155
		MVV-2500-RB/SB/SSB/S2B/SS2B	PU	80	194	C	130	110 - 140	115 - 155
		MVV-3000-RB/SB/SSB/S2B/SS2B	PU	80	215	C	130	110 - 140	115 - 155
		MVV-3500-RB/SB/SSB/S2B/SS2B	PU	80	232	C	130	110 - 140	115 - 155
		MVV-4000-RB/SB/SSB/S2B/SS2B	PU	80	245	C	130	110 - 140	115 - 155
		MVV-5000-RB/SB/SSB/S2B/SS2B	PU	80	266	C	130	110 - 140	115 - 155
		MVV-6000-RB/SB/SSB/S2B/SS2B	PU	80	280	C	130	110 - 140	115 - 155

Anexo F. Extracto de datos Explorador Solar – Población El Guindal, Machalí.

3.3 Temperatura

La temperatura ambiental afecta la eficiencia de las celdas fotovoltaicas. Las estimaciones de temperatura que se muestran en este capítulo están basadas en los resultados del Explorador Eólico, los cuales se basan en las simulaciones hechas con el modelo meteorológico WRF a 1 [km] de resolución para el año 2010.

Tabla 8: Temperatura media.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
°C	18.83	19.35	18.11	15.5	13.24	11.34	9.92	10.23	11.06	13.01	15.41	17.12

(a) Temperatura promedio mensual.

Hora	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11
°C	11.68	11.12	10.53	10.08	9.63	9.19	9.12	9.98	11.14	13.01	15	17.02

Hora	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
°C	18.63	19.84	20.83	20.73	20.16	19.33	17.77	16.31	15.04	13.93	13.07	12.5

(b) Temperatura promedio para cada hora.

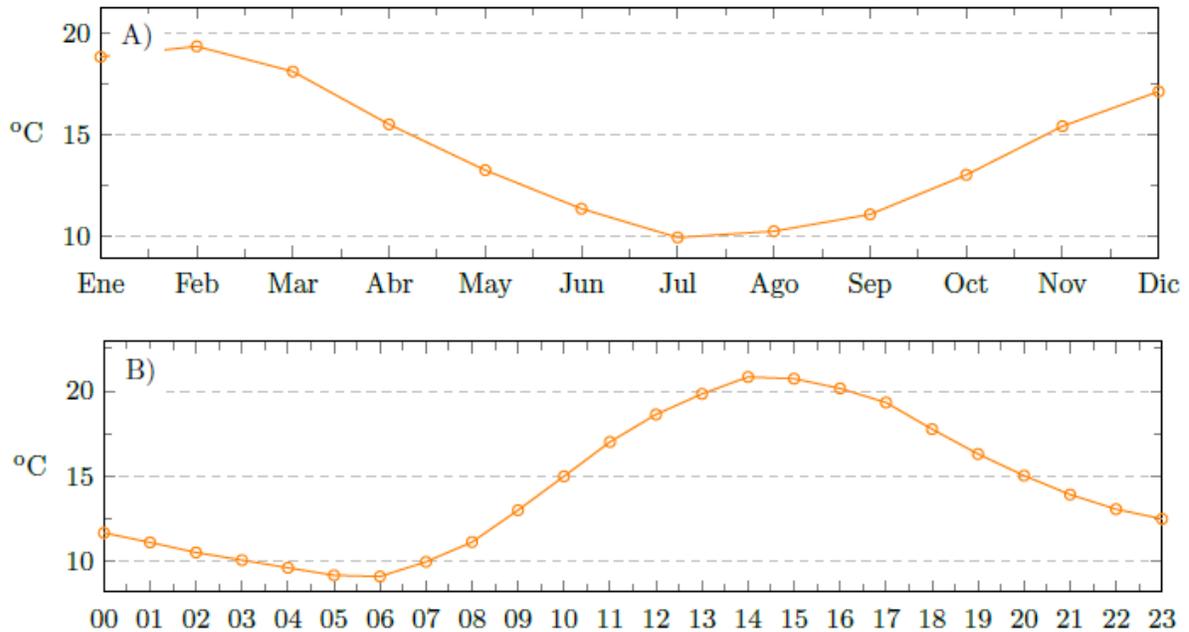


Figura 13: A) Ciclo diario de la temperatura media, B) Ciclo anual de la temperatura media.

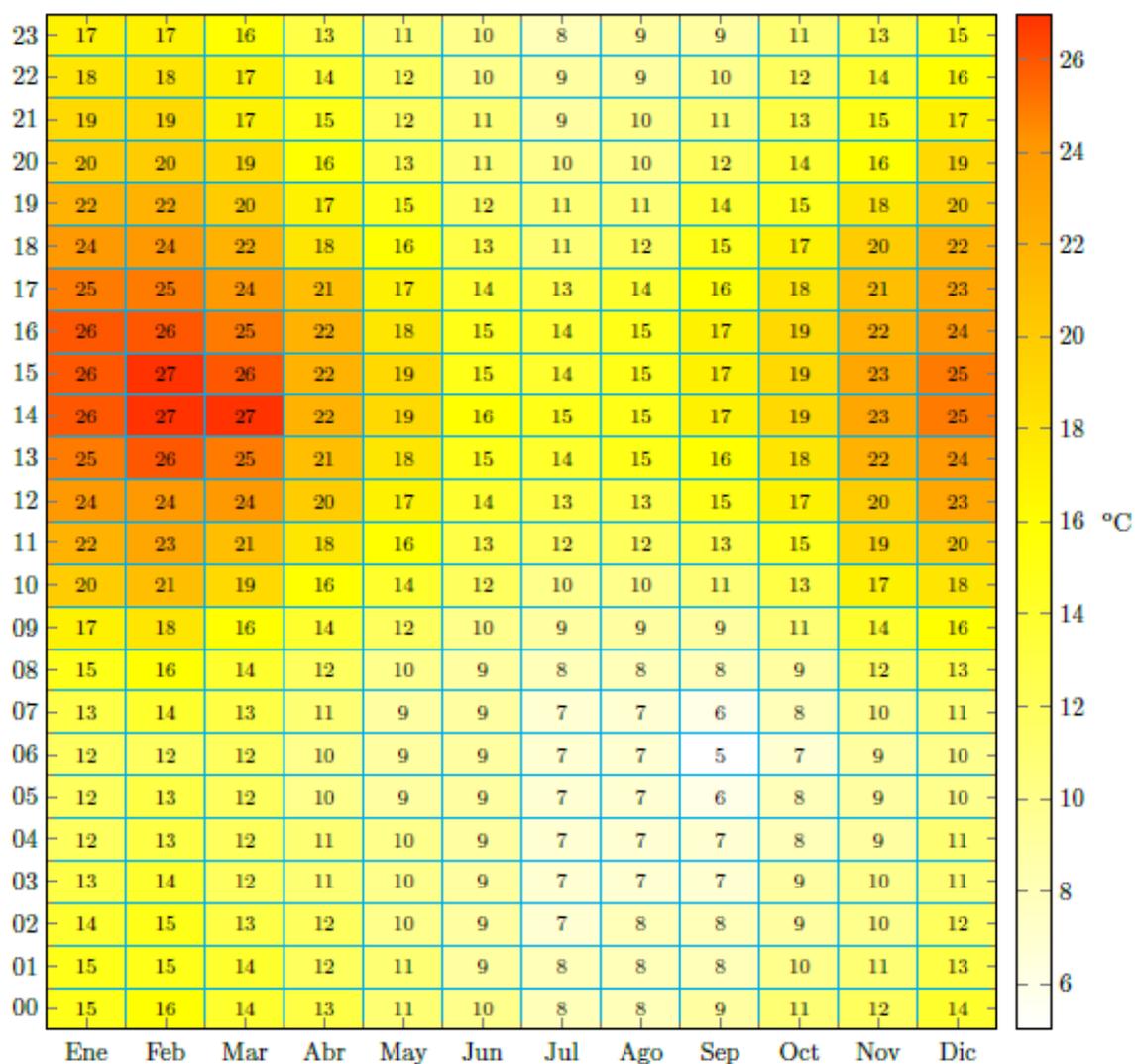


Figura 14: Promedio de la temperatura para cada mes y hora.

Anexo G. Flujo de caja caso base

Flujo de caja considerando un 0% de contingencia y una tasa de descuento del 10%.

Año	0	1	2	3	4	5	6	7
Inversión 0%	49.107.602							
Ingresos (ahorro)		12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456
Valor presente		11.542.233	10.492.939	9.539.035	8.671.850	7.883.500	7.166.818	6.515.289
Saldo neto acum	-	- 37.565.369	- 27.072.430	- 17.533.395	- 8.861.545	- 978.045	6.188.774	12.704.063
Año	8	9	10	11	12	13	14	15
Inversión 0%								
Ingresos (ahorro)	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456
Valor presente	5.922.990	5.384.537	4.895.033	4.450.030	4.045.482	3.677.711	3.343.374	3.039.431
Saldo neto acum	18.627.054	24.011.590	28.906.624	33.356.654	37.402.136	41.079.847	44.423.221	47.462.652
VAN 15 años	47.462.652							
TIR 15 años	17%							
Retorno [años]	5,14							

Anexo H Flujo de caja caso pesimista

Flujo de caja considerando un 25% de contingencia y un 12% de tasa de descuento.

Año	0	1	2	3	4	5	6	7
Inversión 25%	61.384.503							
Ingresos (ahorro)		12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456
Valor presente		11.336.121	10.121.537	9.037.087	8.068.827	7.204.310	6.432.420	5.743.232
Saldo neto acum	-	- 50.048.381	- 39.926.844	- 30.889.757	- 22.820.930	- 15.616.620	- 9.184.200	- 3.440.968
Año	8	9	10	11	12	13	14	15
Inversión 25%								
Ingresos (ahorro)	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456
Valor presente	5.127.886	4.578.469	4.087.919	3.649.928	3.258.864	2.909.700	2.597.946	2.319.595
Saldo neto acum	1.686.917	6.265.387	10.353.306	14.003.233	17.262.097	20.171.797	22.769.744	25.089.339
VAN 15 años	25.089.339							
TIR 15 años	19%							
Retorno [años]	7,67							

Anexo I Flujo de caja caso medio

Flujo de caja considerando un 15% de contingencia y un 10% de tasa de descuento.

Año	0	1	2	3	4	5	6	7
Inversión 15%	56.473.742							
Ingresos (ahorro)		12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456
Valor presente		11.542.233	10.492.939	9.539.035	8.671.850	7.883.500	7.166.818	6.515.289
Saldo neto acum	-	- 44.931.510	- 34.438.571	- 24.899.535	- 16.227.685	- 8.344.185	- 1.177.366	5.337.923
Año	8	9	10	11	12	13	14	15
Inversión 15%								
Ingresos (ahorro)	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456
Valor presente	5.922.990	5.384.537	4.895.033	4.450.030	4.045.482	3.677.711	3.343.374	3.039.431
Saldo neto acum	11.260.913	16.645.450	21.540.484	25.990.514	30.035.996	33.713.707	37.057.081	40.096.511
VAN 15 años	40.096.511							
TIR 15 años	21%							
Retorno [años]	6,18							

Anexo J Flujo de caja caso optimista

Flujo de caja considerando un 0% de contingencia y un 8% de tasa de descuento.

Año	0	1	2	3	4	5	6	7
Inversión 0%	49.107.602							
Ingresos (ahorro)		12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456
Valor presente		11.755.978	10.885.165	10.078.856	9.332.274	8.640.995	8.000.921	7.408.260
Saldo neto acum	-	- 37.351.624	- 26.466.460	- 16.387.603	- 7.055.329	1.585.665	9.586.586	16.994.846
Año	8	9	10	11	12	13	14	15
Inversión 0%								
Ingresos (ahorro)	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456	12.696.456
Valor presente	6.859.500	6.351.389	5.880.916	5.445.292	5.041.937	4.668.461	4.322.649	4.002.452
Saldo neto acum	23.854.346	30.205.735	36.086.651	41.531.944	46.573.881	51.242.341	55.564.990	59.567.443
VAN 15 años	59.567.443							
TIR 15 años	25%							
Retorno [años]	4,82							