



FACULTAD DE
INGENIERÍA



UNIVERSIDAD
DE LA REPÚBLICA
URUGUAY

FACULTAD DE INGENIERÍA- UDELAR

PROYECTO DE GRADO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL
MECÁNICA

Diseño de un sistema *DrainBack* para la instalación en colectores solares de baja temperatura

Lorenzo Foderé
Francisco Garchitorea
Iñaki Sarazola

Tutores:
Dr. Ing. Pedro Galione
Dr. Ing. Rodolfo Pienika

19 de abril de 2024

Agradecimientos

Siendo el presente artículo una etapa fundamental y englobadora de la carrera universitaria de los tres integrantes del grupo, con profunda gratitud se dispone esta sección de menciones a quienes acompañaron e hicieron posible gran parte de este proyecto.

Se desea expresar un sincero agradecimiento a los tutores, Pedro Galione y Rodolfo Pienika, cuya disponibilidad y constancia han sido parte fundamental a lo largo de este proyecto. La guía, apoyo y voluntad para compartir ideas y experiencias han enriquecido significativamente el presente trabajo.

Se extiende gratitud a los responsables técnicos Daniel Cal y Alejandro Carle, así como a Alejandro Baroni y Juan Carlos Martínez Escribano, por compartir su vasto conocimiento y experiencia en el sector de la energía solar térmica. La participación de ellos ha sido fundamental para dotar al proyecto de una base práctica sólida, complementando el marco teórico con experiencias reales del campo, y para comprender con mayor profundidad la problemática asociada al diseño de estas instalaciones.

Se hace mención a Laura Estrella, quien desde un principio dispuso su experiencia y tiempo para guiar y encaminar parte del proyecto así como facilitando acceso a instalaciones ejemplares para formar al equipo en el área. También se considera de suma importancia y se destaca la ayuda de Pablo Pais, quien dispuso de sus facilidades experimentales y prácticas para orientar al grupo en la etapa final del proyecto.

Un agradecimiento especial a Carolina Gayol, directora del Residencial Brisas del Plata, por brindar acceso a las instalaciones necesarias para la investigación y por su colaboración constante, facilitando información esencial que permitió el avance y desarrollo del proyecto.

Finalmente, se desea expresar un sincero agradecimiento a las familias y amigos de los miembros del grupo. Su apoyo incondicional, comprensión y acompañamiento en momentos desafiantes han sido el sostén emocional que ha permitido superar este camino lleno de trabajo, estrés y numerosas dificultades. Se agradece profundamente por estar al lado del equipo, contribuyendo así al logro de este objetivo.

Resumen

El presente trabajo se centra en el estudio de un método alternativo y poco utilizado en la región para proteger los sistemas solares térmicos del fenómeno de estancamiento: el sistema *DrainBack*. Con este fin, se diseñan dos instalaciones solares térmicas para un mismo escenario, una utilizando tecnología convencional y la otra con el sistema *DrainBack*, proporcionando un marco sólido para comparar adecuadamente ambas tecnologías. Este enfoque garantiza una investigación rigurosa y significativa, permitiendo una evaluación precisa de las similitudes y diferencias entre los casos analizados.

Finalmente, se plantea una investigación experimental enfocada en comprender el comportamiento hidráulico del sistema *DrainBack*, contemplando dificultades de las distintas etapas de funcionamiento, como también desarrollando propuestas y soluciones a los problemas que plantean estas instalaciones.

Índice general

1. Introducción	7
1.1. Motivación	8
1.2. Recurso solar	9
1.3. Energía solar térmica	10
1.4. Descripción básica de un SST para ACS	11
1.5. Componentes elementales de una instalación	12
1.5.1. El colector solar térmico	12
1.5.2. Acumulador	14
1.5.3. Circuito hidráulico	15
1.6. Generalidades de instalaciones solares térmicas	15
1.6.1. Configuraciones y disposición de los elementos	16
1.6.2. Estimación de la demanda	17
1.6.3. Parámetros de control	18
1.6.4. El fenómeno del estancamiento	18
1.6.5. Métodos de control del estancamiento	21
1.7. <i>DrainBack</i>	23
1.7.1. Clasificación	23
1.7.2. Proceso de llenado	26
1.7.3. Modo operativo	28
1.7.4. Proceso de vaciado	29
1.7.5. Problemas existentes en los sistemas <i>DB</i>	32
2. Diseño de una instalación solar térmica convencional	34
2.1. Descripción de la instalación	35
2.2. Memoria técnica	35
2.2.1. Parámetros de uso y climáticos	37
2.2.2. Parámetros Funcionales	37
2.2.3. Cálculos de prestaciones energéticas del SST	39
2.2.4. Sistemas de captación y acumulación	39
2.2.5. Disposición de los colectores respecto al sol	41
2.2.6. Configuración	43
2.2.7. Condiciones de operación y dimensionamiento del vaso de expansión	43
2.2.8. Circuito hidráulico	46
2.2.9. Cálculo de Pérdidas de carga y dimensionamiento de la bomba . . .	48
2.2.10. Sistema de energía auxiliar o de apoyo	50
2.2.11. Sistema eléctrico y de control	51

2.2.12. Montaje de la batería de colectores solares	52
2.3. Modelo 3D de la instalación	56
2.4. Simulación térmica de la instalación solar	57
2.4.1. Datos climáticos	57
2.4.2. Datos de temperatura de agua fría	58
2.4.3. Caudal másico horario	60
2.4.4. Sistema de Control	61
2.4.5. Aporte energético del sistema	61
2.4.6. Campo de temperaturas	63
2.4.7. Corrección por el fenómeno de estancamiento en los colectores	65
3. Diseño de una instalación con sistema <i>DrainBack</i>	67
3.1. Diseño de una instalación con sistema <i>DrainBack</i>	68
3.2. Porciones incambiadas de la instalación	68
3.3. Cambios y elementos a adaptar	69
3.3.1. Sistema de tuberías	69
3.3.2. Presurización del sistema	72
3.3.3. Acumulador <i>DrainBack</i>	74
3.3.4. Bomba de circulación	77
3.3.5. Sistema de control	81
3.4. Etapas del proceso	84
3.4.1. Llenado de la instalación	84
3.4.2. Operación del sistema	84
3.4.3. Vaciado del sistema	86
4. Estudio comparativo de costos	91
4.1. Costos	92
4.1.1. Costos de mano de obra	93
4.1.2. Amortización instalación	94
4.1.3. Reducción de costos	96
5. Desarrollo experimental	99
5.1. Introducción	100
5.2. Objetivos	100
5.3. Dispositivo experimental	100
5.4. Resultados	104
5.4.1. Análisis cualitativo de funcionamiento del sistema	104
5.4.2. Tanque <i>DrainBack</i>	105
5.4.3. Análisis cuantitativo de funcionamiento del sistema.	109
5.4.4. Efecto Sifón	115
5.4.5. Válvula de regulación de caudal	119
5.5. Validación	124
5.6. Conclusiones Experimentales	126
6. Conclusiones	128

7. Anexo	130
7.1. Memoria Técnica	131
7.2. Planos de la instalación convencional	137
7.3. Cálculos de la orientación e inclinación óptima de los paneles	140
7.4. Calibraciones	142
7.4.1. Calibración del Caudalímetro	142
7.4.2. Ensayo de la bomba	143
7.4.3. Calibración transductores	146

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

En un mercado energético de constante crecimiento y demanda, en donde las opciones convencionales de fuentes energéticas son un recurso limitado y la preocupación por la conservación del medio ambiente crece de manera incesante, las energías renovables alternativas cumplen un papel fundamental en la producción de energía. El recurso solar es muy importante dentro de las energías proporcionadas por la naturaleza. Utilizada de forma adecuada, requiere únicamente de una inversión inicial y mantenimiento, sin demandar ningún tipo de uso de combustible a largo plazo, lo cual justifica el constante crecimiento que esta área ha tenido.

La energía solar térmica data de tiempos ancestrales, abarcando el acondicionamiento térmico tanto de ambientes como de agua de utilización. La historia de este método de obtención de energía se remonta a la antigua Grecia, donde se utilizaban espejos para concentrar la luz solar y producir fuego.

En el siglo XVII, con la revolución industrial y la creciente necesidad de maquinaria, los sistemas de vapor tomaron gran protagonismo, entre estos se encontraron inventos de concentración de rayos solares mediante el uso de lentes o espejos detrás de nombres como James Watt, Thomas Newcomman o Horace de Saussure [1].

En la década de 1890, el inventor estadounidense Clarence Kemp patentó el primer calentador solar de agua que utilizaba energía solar [2], sin embargo, el uso de la energía solar térmica para generar electricidad a gran escala no se desarrolló hasta un siglo más tarde. La primera planta de energía solar térmica a gran escala se construyó en California, Estados Unidos; esta planta, llamada SEGS (*Solar Energy Generating Systems*), utilizaba espejos para concentrar la luz solar en tubos de vidrio que contenían un líquido que se calentaba y generaba vapor para producir electricidad. Desde entonces, la tecnología de la energía solar térmica ha seguido avanzando y se utiliza en una variedad de aplicaciones, desde la generación de electricidad a gran escala hasta la calefacción de hogares y edificios.

Específicamente, en Uruguay se aprobó en 2009 la Ley N° 18.585 “Energía Solar Térmica” [3] donde se explicita el requerimiento de las instalaciones con gran demanda de agua caliente como lo son hospitales, hoteles o clubes, que prevean tener más del 20% de su consumo energético con destino a calentamiento de agua, de obtener la mitad de esta energía térmica a partir de energía solar. Este requerimiento incita a estas instituciones a disponer de grandes instalaciones de energía solar térmica, lo cual también las expone a problemas de implementación y uso; en particular, el sobrecalentamiento de los sistemas es un problema recurrente en estas instalaciones, para el cual se deben prever soluciones como el sistema de drenaje *DrainBack*, el cual propone una alternativa beneficiosa. Sin embargo, el diseño a medida de estos sistemas está prohibido bajo la presente jurisdicción, debido a sus dificultades de implementación y requerimientos técnicos.

Además, se estima que en un hogar promedio, aproximadamente 1/3 del consumo eléctrico corresponde al calentamiento de agua sanitaria y mantener el agua caliente en la casa a través de un calefón eléctrico significa un costo elevado al precio actual del kWh eléctrico residencial en Uruguay [4]. Con lo cual se destaca la gran importancia de tener un vasto conocimiento en la región sobre las tecnologías de distintos sistemas solares térmicos y los diferentes métodos de protección integrados.

1.2. Recurso solar

El cambio climático constituye una emergencia mundial que va más allá de las fronteras nacionales. Se trata de un problema que exige soluciones coordinadas en todos los niveles y cooperación internacional para ayudar a los países a avanzar hacia una economía con bajas emisiones de carbono. Para abordar este problema y sus impactos negativos, los líderes mundiales en la Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (COP21), en París, realizaron un avance más el 12 de diciembre de 2015 con el histórico Acuerdo de París [5] donde se remarcó la importancia de reducir sustancialmente las emisiones de gases de efecto invernadero. Con este fin se ratificó el objetivo de limitar el aumento de la temperatura global en este siglo a 2 °C y esforzarse para limitar este aumento a incluso no más de 1,5 °C. Para lograr dicha hazaña es necesario que las emisiones se reduzcan alrededor del 45 % para 2030 y que se alcance el cero neto hacia 2050 [6].

En este marco, junto con la energía eólica e hidráulica, la energía solar cumple un rol fundamental en la sustitución de combustibles fósiles; por esto, el crecimiento es constante y permanentemente se apunta a la reducción de los costos de producción debido a la mejora de las tecnologías de producción fotovoltaica y de almacenamiento de energía eléctrica.

La Figura 1.1 presenta una comparación gráfica de la disponibilidad energética de las diferentes fuentes de energía actuales y su potencial en el futuro cercano. El área de las circunferencias representa las Reservas recuperables razonablemente aseguradas (*RARs* - *Reasonably Assured Recoverable Reserves*) de recursos tanto finitos como renovables durante los próximos 30 años en Tera-Watt-año ¹, y a su vez se representa la demanda total (imagen del planeta Tierra) durante ese mismo período.[7]

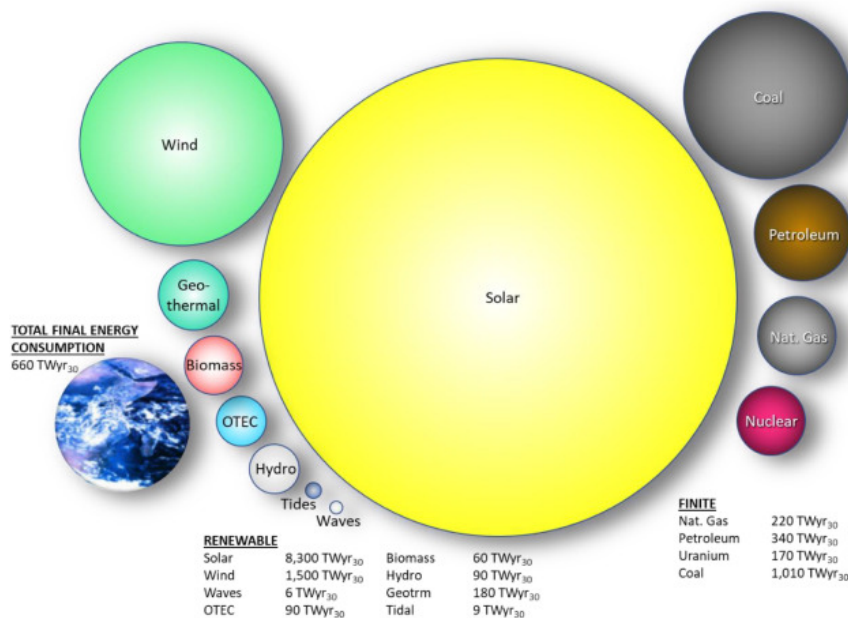


Figura 1.1: *RARs* de recursos energéticos renovables y finitos. Imagen extraída de [7].

Como la fuente lo indica, una consideración importante al usar el término *RAR*, es el llamado “razonable”; para esta aproximación se utilizó una conversión de huella de luz

¹1 Tera-Watt-año es $10^9 \times 365 \times$ kilo-Watt-hora, por tanto $1 \text{ TWy} = 8,76^{12} \text{ kWy}$

solar a electricidad de un 20 % y un límite superior de superficie terrestre aprovechable para cosechar esta energía de un 6 % (sin tomar en cuenta posibilidades en altamar). Con tales supuestos, las RARs solares representan alrededor de 12 veces la demanda primaria mundial durante los próximos 30 años.

La capacidad solar global instalada actual se estima en 1,25 TW, incluidos 760 GW de energía solar fotovoltaica, 6 GW de CSP² y 500 GW de energía solar térmica (a 2021). [8] Esto se traduce en una generación de energía anual de aproximadamente 0,24 TWyr, o alrededor del 0,08 % del potencial solar razonablemente explotable anualmente.

Por la cantidad de energía que involucra, es evidente que es necesario prestar atención al recurso solar disponible en la superficie de la Tierra. El desafío para la ingeniería es captarla, almacenarla y aprovecharla eficientemente a menor costo que otras fuentes de energía.

En Uruguay, se considera el reciente cambio en la matriz energética, que ha pasado de estar basada (históricamente) en energía hidroeléctrica y petróleo importado, a ser casi completamente basada en fuentes de energía renovables (hidroeléctrica, eólica, biomasa y solar fotovoltaica). En este marco, se destaca el potencial aún poco explotado de la energía solar para calentamiento de agua sanitaria residencial y para precalentamiento de agua para uso industrial.

1.3. Energía solar térmica

El concepto fundamental de los “Sistemas solares térmicos” (*SST*) es el absorber radiación solar y transformarla en energía térmica (calor). Como receptor de la energía incidente suelen utilizarse paneles o placas opacas (también se suele usar sistemas espejados para concentrar la energía); esta energía térmica es transferida por convección a un fluido de trabajo llamado “Fluido de intercambio de calor” (*HTF*³ por sus siglas en inglés “*Heat-transfer Fluid*”) el cual fluye por un circuito hidráulico, delegando así su energía a un segundo fluido de trabajo, ambientes o instalaciones.

Al ser el sol un recurso presuntamente inagotable, gratuito y confiable, se postula esta naturaleza de aprovechamiento como un prometedor complemento renovable y hasta sustituto de los presentes combustibles fósiles, teniendo la tecnología en cuestión la ventaja de poder amortizarse por sí misma.

Con la actual tecnología, los sistemas que se basan en este principio llegan a presentar eficiencias del entorno de un 50 % [9], significando esto que la mitad de la energía incidente se convierte en energía útil. Dichas tecnologías encuentran su principal aplicación en distintos ámbitos, tales como la del agua caliente sanitaria (*ACS*), la calefacción de ambientes, la climatización de piscinas e incluso se observa en aplicaciones de índole industrial. Estas constituyen las aplicaciones de mayor rentabilidad de este concepto de energía [10] [11].

Es claro que los sistemas de acumulación solar presentan una gran oportunidad de aprovechamiento del recurso, no obstante, al considerar el aspecto económico se evidencia

²Concentrating Solar Thermal Power es un tipo de captación de la radiación solar donde se acumula la energía en un fluido que se utiliza para mover un alternador y transformar esta en energía eléctrica.

³De aquí en más se utilizarán *HTF* o fluido caloportador como sinónimos y haciendo referencia al fluido de trabajo en los sistemas solares térmicos.

la necesidad de una gran inversión inicial para llevar a cabo este tipo de proyectos, muy superior a la de una instalación convencional. Este es el principal inconveniente para aplicar estas tecnologías en el sector doméstico. Para el desarrollo a gran escala de los sistemas de colección solar, es necesario que en los criterios de evaluación del proyecto existan factores como huella ambiental y rentabilidad social entre otros, ya que la rentabilidad económica no suele ser un gran incentivo en estos sistemas. [9]

Existen múltiples sistemas de aprovechamiento de energía solar térmica, este estudio se basará en el análisis de los colectores solares térmicos de baja temperatura, abarcando problemas tanto de instalación y diseño como también abarcando dificultades de funcionamiento. En particular se centrará la investigación en la correcta puesta en práctica del sistema de drenaje *DrainBack*.

1.4. Descripción básica de un SST para ACS

Existen múltiples formas de captar la energía radiante emitida por el sol y transformarla en energía térmica, en esta sección se plantea un sistema genérico básico para ilustrar los componentes y circuitos generales que se pueden encontrar. Se presenta una esquematización del sistema en la Figura 1.2.

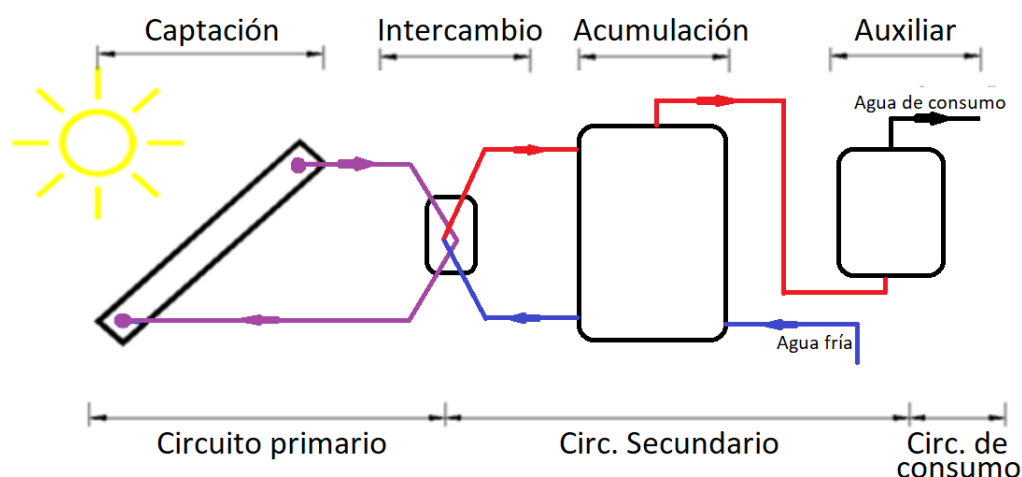


Figura 1.2: Esquema básico de sistemas y circuitos de un SST.

En el esquema de la Figura 1.2 se pueden diferenciar los siguientes sistemas:

- Sistema de Captación: Encargado de captar la radiación incidente y transformarla en energía térmica aumentando la temperatura de un fluido determinado (no necesariamente agua, se suelen añadir refrigerantes o glicol).
- Sistema de Intercambio: Facilita la transferencia de energía térmica entre el fluido principal y el fluido de consumo (usualmente agua); es frecuente encontrarlo integrado dentro del sistema de acumulación.
- Sistema de acumulación: Recipiente térmicamente aislado que almacena el agua caliente hasta su uso. En este se dan procesos transitorios de carga y descarga.

- Sistema Auxiliar o de apoyo: Alimentado por una fuente de energía externa, complementa la producción de energía proveniente del recurso solar para garantizar una temperatura de suministro independientemente de la radiación solar o consumo. No se encuentra activo siempre y suele no tomarse en cuenta dentro del SST. Es importante que esté regulado en base a la temperatura de agua caliente y no del caudal [9].

Es claro que la esquematización es una mera representación del SST; además de lo representado hay muchos otros elementos que constituyen el circuito hidráulico (conjunto de válvulas, bombas, aislación, etc.) que permiten el correcto flujo del fluido primario y de consumo para hacer funcional el sistema. También es de vital importancia el sistema de control, que controla el arranque y la parada de bombas, como también el funcionamiento del sistema auxiliar en momentos de necesidad.

En la Figura 1.2 se diferencian tres porciones del sistema: el circuito primario, secundario y de consumo. El primero es un circuito cerrado que se encarga de captar la energía radiante y hacerla circular en forma de energía térmica portada por un fluido caloportador, entregándosela al circuito secundario. En este último se colecta el agua caliente y en base a la demanda, con un sistema auxiliar, se acondiciona a la temperatura necesaria para derivarla al circuito de consumo, el cual está constituido por una instalación hidráulica encargada de conectar el SST con el consumo final. En este se distribuye el agua caliente y se mezcla, generalmente, con una determinada proporción de agua fría para llegar a la temperatura de consumo final. Es de destacar que también existen instalaciones donde se trabaja únicamente con un fluido que recorre toda la instalación, donde se prescinde del sistema de intercambio; en las siguientes secciones se harán comentarios sobre este tipo de sistemas y su utilización en la región.

1.5. Componentes elementales de una instalación

1.5.1. El colector solar térmico

El colector solar es el elemento más expuesto a condiciones adversas de la instalación, tanto en el sentido de temperatura (debe soportar las más altas y bajas) como también desde los fenómenos ambientales (lluvia, granizo, heladas, etc.). Se desempeña como primer elemento en contacto con la radiación incidente, por lo que la variación de una unidad porcentual de eficiencia es muy significativa para el sistema, siendo encargado de transformar la energía en forma de radiación en energía térmica. Actualmente existen distintos tipos de colectores y muchas variaciones de cada uno de ellos, en la Figura 1.3 se visualizan los dos tipos de colectores más utilizados, en su forma convencional. La Figura 1.3a presenta el colector plano, y a la Figura 1.3b el colector de tubos de vacío.

En primer lugar, se estudia el colector solar plano. Este está compuesto por una cubierta transparente típicamente de vidrio, por su menor degradación frente al plástico respecto a la radiación UV y dilatación térmica. En general tienen espesores de 3 a 4 mm para asegurar la resistencia mecánica y también deben ser lo más transparentes posible para transmitir la mayor cantidad de radiación posible. Luego de la cubierta se posiciona el absorbedor, que se encarga de transformar la energía radiante en térmica; generalmente se compone de una superficie metálica plana con un circuito de tuberías adjunto del lado

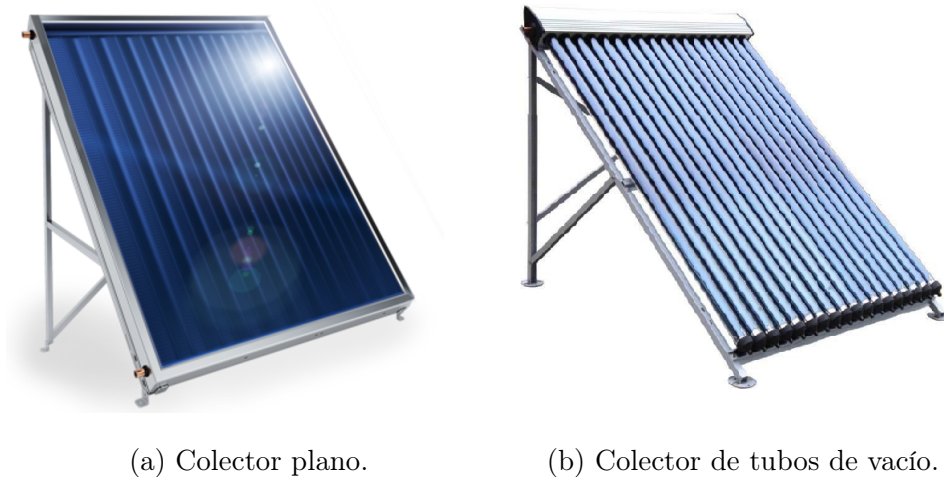


Figura 1.3: Tipos fundamentales de colectores solares.

inferior (donde no incide radiación). El tratamiento superficial del absorbedor es determinante para el rendimiento del colector, se buscará en este el mejor *ratio* $\frac{\text{absortividad}}{\text{emisividad}}$, donde los recubrimientos absorbentes selectivos son los que más se destacan. La pintura negra, por ejemplo, proporciona absortividad cercana a la unidad, pero emisividad del mismo orden.

El circuito hidráulico se encargará de absorber la mayor cantidad posible de energía térmica con el fluido. Para facilitar esto se debe garantizar [9]:

- Disponer de la mayor área de contacto con el absorbedor posible.
- La distancia entre el radio interno del tubo de flujo hasta el exterior debe ser lo menor posible, y con especial cuidado con los materiales intermedios de tener la mínima R_T [12].⁴
- Régimen de flujo turbulento, que favorece la transferencia de calor [12].
- La conservación del caudal en todas las tuberías del sistema.

Con estas consideraciones presentes, se consideran primero los colectores de tipo parrilla, los cuales típicamente se ven en dos disposiciones fundamentales y variaciones de estas: en una se circula el fluido por una parrilla de tuberías paralelas y en otra por una misma tubería dispuesta en forma de serpentín que recorre todo el absorbedor. La primera es utilizada en sistemas de impulsión por termosifón, que se analizará más adelante, por su baja pérdida de carga relativa a la segunda, en la cual hay que tener especial cuidado en el llenado y vaciado para asegurar el equilibrio de caudal en las tuberías paralelas. El aislamiento en el posterior y laterales del colector, generalmente de lana de vidrio o lana mineral, también es de suma importancia. Se debe tener especial cuidado en que la humedad no implique cambios en las propiedades aislantes del material. Todos los componentes mencionados se encuadran en una caja metálica o de algún material de buenas propiedades mecánicas y resistencia corrosiva, que proporcione rigidez al sistema.

⁴ R_T := Resistencia térmica.

En segundo lugar, se estudia el colector de Tubos de vacío. Existen distintas variantes de este método de absorción de energía radiativa, pero el fundamento consiste en un tubo exterior y un tubo de diámetro más pequeño en su interior. En el volumen delimitado entre los tubos (símil sección anular) se tiene un determinado nivel de vacío, el cual resulta ser un parámetro crucial para la reducción de las pérdidas térmicas (por ejemplo, por convección) [13], y a su vez, aumenta la eficiencia de los colectores en comparación con los mencionados colectores planos. Por dentro del tubo interior circula un fluido caloportador, cuyo comportamiento y flujo depende del tipo que se tenga:

- En los de tipo “*heat pipe (h.p.)*” es un líquido en condiciones tales que se evapora y condensa en temperaturas dentro del rango de operación. El circuito es independiente al primario, donde el intercambio de energía se da por un bulbo metálico en el extremo del tubo en contacto con el reservorio (perteneciente al circuito primario). Al recibir radiación solar, el fluido se evapora y asciende por los tubos hasta el bulbo metálico, donde entrega su calor latente al fluido caloportador, condensándose en el proceso. Al condensarse baja nuevamente por el tubo, reiniciando el proceso.
- En los de “*flujo directo*”, el tubo coaxial interior contiene al fluido caloportador del circuito primario y el extremo entre este y el tubo es ininterrumpido. La transferencia de calor se da de forma directa, lo que implica un rendimiento elevado. [13]
- En los conocidos como “*tubos en U*”, el tubo interior forma un circuito en U por el que circula el *HTF*.

Como se observa en la Figura 1.3b, se posiciona el colector con una cierta pendiente (mayor a 20° [9]), para que el fluido interior al calentarse (evaporar en caso de *h.p.*) suba y luego de intercambiar energía con el acumulador, baje por gravedad fluido más frío (condensado en caso de *h.p.*).

1.5.2. Acumulador

El acumulador solar es el encargado de almacenar el agua hasta su uso, debe ser capaz de mantener la calidad sanitaria del agua y evitar pérdidas térmicas. En este se destaca la orientación como una variable fundamental de funcionamiento. Al posicionarse de forma vertical se beneficia la estratificación, es decir, el gradiente de temperaturas del agua dentro del acumulador (con mayor temperatura en la zona superior), lo cual permite llegar a temperaturas máximas superiores en el sistema. En algunos casos se disponen de forma horizontal donde se llega a temperaturas más homogéneas y menores que en la primera configuración, por lo cual se recomienda, dentro de lo posible, la primera opción.

Otra diferenciación fundamental del acumulador es si contienen o no el sistema de intercambio en su interior (si no lo contiene se asimila al del esquema Figura 1.2, de otra forma contiene generalmente un serpentín intercambiador en su interior). Dependiendo cuál sea el caso, existen diversas medidas para favorecer la estratificación y rendimiento global del sistema [13]. Siendo este elemento el encargado de conservar el agua en una determinada condición en un tiempo prolongado, la elección de los materiales resulta crucial para el correcto funcionamiento. En esta selección se suelen destacar distintos tipos de acero considerando su resistencia mecánica y a la corrosión entre otras cualidades. El acumulador se reviste con un material aislante para así poder asegurar su aislación térmica.

1.5.3. Circuito hidráulico

En esta sección se encuentran todos los elementos instrumentales faltantes para completar la instalación y conectar los distintos circuitos. A continuación se hará un listado general de los mismos, siguiendo los parámetros del manual de la referencia [9], pudiendo no coexistir todos los elementos en algunas configuraciones:

- Intercambiador de calor: Este es el elemento que separa el circuito primario del secundario. Como se mencionó anteriormente, puede estar contenido o no dentro del acumulador. A la hora de su selección existe un compromiso entre la pérdida de carga que impone y el área de intercambio de calor. Considerando este balance se dispone de muchas geometrías y configuraciones en el mercado que favorecen distintas instalaciones.
- Bomba: Mediante una fuerza electromotriz externa este elemento es el encargado de impulsar el fluido a lo largo de la instalación. Su posicionamiento en el circuito es crucial para evitar problemas de corrosión, cavitación y cebado.
- Tuberías: Este es el vínculo conector de toda la instalación, el correcto dimensionamiento y elección material son los factores principales a determinar. En particular, para el diseño de sistemas *DrainBack*, su diseño se hace de vital importancia para lograr el correcto llenado y vaciado de la instalación.
- Vaso de expansión: Se trata de un depósito dividido por una membrana que separa el fluido de trabajo de un gas compresible. Al tratarse con un circuito hidráulico a presión, el fluido se dilata o se contrae térmicamente atendiendo a las condiciones climáticas; en esa situación es el vaso de expansión quien absorbe las sobrepresiones o depresiones del fluido en el circuito, con la acción volumétrica opuesta en el gas del otro lado del depósito. Generalmente, todos los circuitos presurizados expuestos a una solicitud térmica disponen de uno. Su labor y presencia será la que se buscará sustituir con el sistema *DrainBack*, posteriormente en este estudio.
- Válvulas: Generalmente en un circuito se tienen variados tipos de válvulas, entre ellos se destacan las válvulas antirretorno para asegurar el sentido deseado del flujo, válvulas de seguridad para despresurizar en caso de emergencia por altas presiones o válvulas de equilibrado que sirve para asegurar un llenado equilibrado de sectores paralelos de la instalación. A su vez, se utilizan este tipo de instrumentos como métodos de control de caudal (por ejemplo, válvulas globo o de aguja).
- Purgador de aire: Permite la evacuación de aire en el circuito. Puede ser colocado en zonas altas de la instalación que poseen codos, o zonas de acumulación de aire.

1.6. Generalidades de instalaciones solares térmicas

Al diseñar, dimensionar e instalar un SST se debe tener en cuenta tanto consideraciones de naturaleza logística como también aspectos técnicos y normativos de la región. En esta sección se plantearán las características generales de este tipo de instalaciones y las

regulaciones legales uruguayas que rigen tales sistemas, estipuladas en las normas ETUS (*Especificaciones Técnicas Uruguayas de Instalaciones Solares Térmicas* [14]).

Las normas ETUS marcan un conjunto de obligaciones y recomendaciones respecto al diseño e instalación de SST. En particular, se observa la prohibición de ciertos tipos de SST, ya que por sus características específicas pueden suponer riesgos o problemas al consumidor final. Como se planteó en la Sección 1.4 donde se describió un SST con un intercambiador que separa dos fluidos (llamado sistema indirecto), también existen los llamados sistemas directos, en donde el fluido del circuito de captación y acumulación es el mismo. Las ETUS permiten únicamente el uso de sistemas indirectos, debido a la formación de depósitos de cal (generados cuando se alcanzan temperaturas altas en el colector) y los problemas de protección contra heladas. [9]. También es de destacar que en el ejemplo de la Figura 1.2, se presenta el sistema de calentamiento auxiliar independiente del acumulador, lo cual es exactamente lo aceptado dentro de las ETUS; estas prohíben el sistema de apoyo incorporado al acumulador solar.

1.6.1. Configuraciones y disposición de los elementos

Luego de la selección de los componentes, su correcta disposición es fundamental para obtener el mayor provecho. Una forma de diferenciar los SST es clasificarlos según su principio de circulación. Se evaluarán dos tipos: los de circulación natural (o por termosifón) y los de circulación forzada. [10]

En el primer caso, la fuerza impulsora del flujo es la diferencia de densidades que presenta el fluido a diferentes temperaturas ($\rho_{caliente} < \rho_{frio}$), mientras que en el segundo se utiliza un sistema impulsor externo (bomba) para accionar la circulación del agua por los colectores. Como es intuitivo, el primero presenta la facilidad económica de no depender de energía externa para su circulación, pero el flujo depende de la existencia de un gradiente de temperaturas en el fluido, siendo esta una característica fundamental para el funcionamiento de estos sistemas [15]. Es de destacar que por la naturaleza del sistema existe una dependencia entre el gradiente de temperaturas colector-depósito, y el caudal, el cual tiende a ser bajo, ya que la fuerza por termosifón es leve, por lo cual debe prestarse especial atención en el diseño de la instalación para favorecer al flujo. Estos sistemas tienden a ser no-presurizados.

Por otro lado, los sistemas de circulación forzada poseen mayor flexibilidad en su montaje e instalación, así como una facilidad en la adaptación a la demanda. Sus desventajas se basan en la complejidad de los sistemas, así como el requerimiento de un mantenimiento continuo y una mayor inversión inicial. Estos sistemas tienden a ser presurizados. Las normativas ETUS aprueba ambos principios de circulación. En la Figura 1.4 se presenta una esquematización de lo descrito.

En el interior del circuito primario, el fluido puede llenar completamente el volumen de captación, tuberías e intercambiador o se puede disponer de un sistema de drenaje. El drenaje interior se realiza cuando parte del volumen del circuito es compartido con una *bolsa de aire* que se desplaza para llenar el colector (configuración pertinente al presente estudio). Por otro lado, el drenaje exterior corresponde a drenar el fluido del circuito a un desagüe. Las ETUS no permiten los sistemas de drenaje interior para sistemas a medida, tal prohibición se debe a dificultades de diseño y puesta en práctica, las cuales se evaluarán posteriormente.

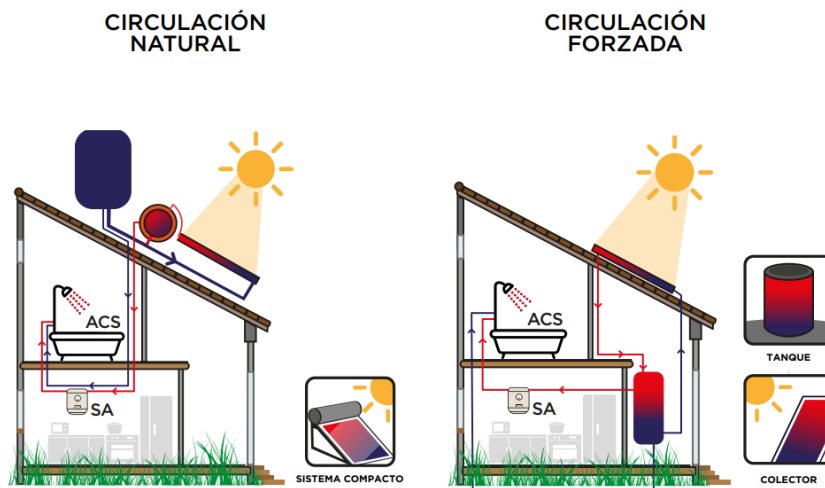


Figura 1.4: SST de circulación natural y forzada. Imagen extraída de [10].

1.6.2. Estimación de la demanda

Uno de los factores principales en el dimensionamiento es el cálculo de la energía y potencia instalada; el cálculo de la energía puede ser determinado mediante la Ecuación 1.1 [16].

$$E_{ACS} = \rho C_p V (T_C - T_F) \quad (1.1)$$

En el cálculo de la Ecuación 1.1 se evidencia la dependencia de la energía (E_{ACS}) con: el calor específico del fluido de trabajo (C_p) y su densidad (ρ); la temperatura de agua caliente y fría (T_C y T_F) donde se desprenden dependencias específicas con el uso que se le da a la instalación en T_C y con la fuente de donde se obtiene el agua en el término T_F (fría refiere a la temperatura en el sitio); y el volumen a utilizar V , valor altamente variable dependiendo de la instalación y con una gran implicancia en la efectividad del cálculo. A falta de valores respaldados, se suelen utilizar valores moderados como el sugerido en las ETUS, $V = 40 \frac{\text{litros}}{\text{persona} \cdot \text{día}}$ [14].

Considerando el término volumétrico de la Ecuación 1.1 como un factor instantáneo (\dot{V}) se puede obtener la energía por unidad de tiempo necesaria, es decir, la potencia de la instalación. Los SST deberán ser diseñados considerando la máxima demanda de energía de la instalación (o la máxima demanda que deben cubrir del total). Para el cálculo en cuestión se debe tener especial cautela en cada uno de los valores a utilizar, considerando, por ejemplo, variaciones estacionales. Se deben contemplar efectos de menor demanda energética en verano, así como el aumento de la temperatura de agua natural en dicha estación, ambas situaciones en las que la instalación se verá sobredimensionada, con una capacidad energética superior a la requerida. Este factor lleva a una peor rentabilidad de la instalación y menor durabilidad a largo plazo [9]. La referencia [13] plantea que la variación diaria del perfil de consumo no tiene grandes implicaciones sobre instalaciones solares que fundamenten su consideración en el consumo diario.

1.6.3. Parámetros de control

Tener un correcto dimensionamiento y continuo control de las magnitudes de trabajo es imprescindible para la correcta puesta en escena de una instalación solar térmica.

Debido a cambios de temperatura y variaciones en la carga hidráulica, la presión del sistema fluctuará, sin embargo, es importante que se mantenga dentro de márgenes ya establecidos. Se tiene un límite superior para la presión determinada por el mínimo de las presiones máximas soportadas por cada uno de los componentes del circuito (generalmente aportada por el fabricante). Con el objetivo de asegurar que el circuito no sobrepase tal presión se posicionan válvulas de seguridad con una presión de tarado inferior a la presión máxima del circuito, asegurando así que siempre se trabaje por debajo del límite. Una depresión en el circuito puede ocasionar una infiltración de aire, por lo que se dispone también de una presión mínima (del orden de 1bar mayor a P_{atm}), la cual se asegura inferior a la de trabajo con el correcto dimensionamiento del sistema de expansión.

La temperatura presenta, por otro lado, una gran variabilidad visto que depende de la demanda de consumo de agua caliente, en constante cambio, y de una fuente de energía de potencia variable, el recurso solar. Resulta fundamental un continuo monitoreo de magnitud para asegurar que esta se encuentra dentro de un determinado rango a lo largo del sistema.

En el circuito primario, para la porción de los colectores se considera la temperatura de estancamiento como límite superior (se fundamentará el fenómeno en la Sección 1.6.4); posterior al colector hasta el sistema de expansión será la temperatura de saturación del fluido, mientras que en el resto de la instalación se tendrá un límite superior de temperatura unas decenas de grados por encima de la saturación. En general, el punto de máxima temperatura del SST, en los meses de verano (sin considerar el sistema auxiliar) será a la salida del captador (pudiendo superar la temperatura de saturación del fluido a la presión del punto considerado).

El límite inferior de la temperatura en el circuito vendrá determinada por la temperatura exterior. En ciertas ocasiones queda determinada por el fenómeno de enfriamiento (por radiación) que sufren los colectores durante la noche, que implica una temperatura inferior a la ambiental y descenderá más cuanto mayor sea la emisividad del absorbedor [9].

1.6.4. El fenómeno del estancamiento

El fenómeno del estancamiento ocurre cuando en un SST de circulación forzada, se produce un corte en el flujo por el circuito primario, habiendo una disponibilidad de irradiación solar suficiente para la operación del sistema [17]. En los SST utilizados para agua caliente sanitaria u otras aplicaciones, frecuentemente sucede en los meses de calor, que la energía térmica demandada es menor a la radiativa incidente en el sistema de captación, provocando esto una acumulación de energía en el sistema de captación. Esto puede llevar a que se detenga el funcionamiento de la bomba de circulación, factor que puede ocasionar el estancamiento. La temperatura de los colectores, al mantenerse en contacto con la radiación solar, continúa aumentando hasta que se llega a la denominada “temperatura de estancamiento”, dicha temperatura refiere a la que llega un sistema en estado estacionario cuando la energía absorbida por el mismo se iguala a las pérdidas. En sistemas que utilizan agua como HTF, a esta temperatura se observa la presencia de vapor

de agua, es decir que la temperatura de estancamiento es característica de la instalación. El vapor se expande generando un elevado aumento de presión en el sistema que puede ocasionar daños en las piezas del circuito. El líquido desplazado por el vapor puede ser acumulado en un vaso de expansión, con el objetivo de mantener la presión del sistema en niveles razonables [18]. Dicho sistema se analiza en la Sección 1.6.5.

El fenómeno del estancamiento se puede subdividir en cinco fases principales, de acuerdo a lo desarrollado en las referencias [19] y [20].

- Fase 1: Expansión del líquido. El líquido se calienta hasta llegar a la temperatura de evaporación. El medio aumenta su temperatura hasta un poco por debajo de la temperatura de ebullición, lo cual causa una expansión y un aumento de presión del sistema.
- Fase 2: Expulsión del HTF hacia el exterior del colector. Se da un rápido aumento de presión, como consecuencia, si se cuenta con un vaso de expansión, este comenzará a recibir líquido por la dilatación térmica del mismo y la formación de vapor saturado en el seno del colector solar. La temperatura de ebullición aumenta por el aumento de presión, en las tuberías que poseen vapor saturado. Se da un gran intercambio de energía entre el HTF (en estado líquido a temperatura de ebullición), y los componentes del circuito del colector solar. El circuito del colector se llena de vapor saturado, dejando un residuo de líquido. Esta fase tiene una duración de unos pocos minutos.
- Fase 3: Vaciado del colector mediante ebullición. El aumento de presión se desacelera. El vapor de agua generado por el agua residual, continúa transfiriendo energía a los componentes del circuito del colector solar que alcanzan la temperatura de ebullición local. El calor dirigido hacia el exterior del colector se deposita en los componentes externos al mismo (que se encuentran a menor temperatura) y se libera al ambiente mediante la formación de condensado. Se alcanzan las máximas presiones y temperaturas en el SST así como la máxima fracción de vapor en el sistema, por lo que se considera la fase crítica del proceso de estancamiento.
- Fase 4: Vaciado del colector mediante vapor sobrecalentado. En esta fase se produce el sobrecalentamiento del vapor, factor que disminuye la eficiencia del colector (cada vez se extrae menos energía del mismo). La disminución en la transferencia de energía al colector, puede ocasionar que el vapor no reciba la energía necesaria para mantener su volumen. Por ende, dicho sobrecalentamiento, produce una disminución en el volumen de vapor (por el aumento en su presión) y el vapor se contrae, lo cual puede ocasionar que se atraiga líquido de nuevo al colector. Este proceso puede tener como resultado fuertes fluctuaciones de presión y tiene una duración de varias horas, debido a que su detención solo ocurre cuando disminuye la irradiación.
- Fase 5: Llenado del colector. Con la disminución de la irradiación solar incidente, se comienza a rellenar de agua el colector, como consecuencia de la disminución en la temperatura del sistema.

Como se observa en la descripción de las fases, el vaciado de los colectores durante el proceso de estancamiento es un proceso de vital importancia. El diseño del SST tiene

un efecto directo sobre el tiempo durante el cual se somete al sistema a condiciones desfavorables. La rápida formación de vapor y vaciado del mismo, puede tener un efecto crucial en la búsqueda de disminuir las temperaturas máximas alcanzadas durante el proceso de estancamiento. En particular, debe considerarse la temperatura a la que se somete a los componentes del circuito hidráulico, especialmente durante la Fase 2, cuando el líquido es expulsado del circuito del colector. Se debe buscar la reducción de la cantidad de agua residual mencionada en la Fase 2, ya que la misma no logra escapar del circuito en estado líquido, sino que debe evaporarse para lograrlo, manteniendo la temperatura del sistema en la temperatura de ebullición local[19] y generando la descarga de calor en los componentes del circuito hidráulico.

Estas situaciones son prácticamente inevitables, por lo que son esenciales las soluciones integradas que permitan el correcto funcionamiento de los sistemas y la protección del circuito primario, sin necesidad de un mantenimiento periódico. Hay una variedad de técnicas que buscan, ya sea evitar por completo el estancamiento, o actuar en consecuencia del mismo; en aplicaciones de índole industrial o para ACS, sucede cuando la capacidad solar instalada no puede ser utilizada en su máximo nivel. Esto puede suceder en el caso descrito anteriormente o en casos como fallas en el sistema de control (ejemplo: detención de la bomba del circuito primario) o por cortes de corriente eléctrica en la planta o edificio. [17] Las consecuencias del fenómeno pueden ser muy costosas por el daño ejercido sobre los materiales que componen el sistema. Como plantea la referencia [20], un ejemplo es la degradación de los materiales aislantes del colector, lo cual tiene un efecto directo sobre el aumento de las pérdidas de calor en el sistema.

En casos donde la irradiancia es elevada en períodos de estancamiento, se pueden llegar a obtener temperaturas del orden de 200°C en colectores planos y hasta 300°C en colectores de tubos de vacío. Un primer paso es la correcta selección de materiales que soporten las altas temperaturas y presiones que pueden alcanzar estos sistemas, o la utilización de un sistema de enfriamiento. Un gran desafío en estos casos es lograr diseñar sistemas que posean un razonable comportamiento frente al estancamiento. Esto puede traer beneficios de índole económico minimizando costos de mantenimiento y proporcionando un aumento en la vida útil del SST [17] [21].

Es importante tener en cuenta la denominada “temperatura de diseño” de los colectores solares. La misma refiere a la máxima temperatura que pueden alcanzar sin dañar los distintos componentes del circuito. La misma debe ser considerada para evaluar los métodos de control de estancamiento. En casos donde la $T_{stg} > T_{\text{diseño}}$, el SST deberá poseer tecnologías o diseños que impidan que suceda el estancamiento. [17]

1.6.5. Métodos de control del estancamiento

Los métodos de control de estancamiento buscan evitar el daño que puede ser ocasionado por el fenómeno del estancamiento, que produce elevaciones muy agresivas de temperatura y presión en el circuito primario de los SST. Son necesarios en caso de que el mencionado fenómeno sea una condición de trabajo aceptada.

El método utilizado en la gran mayoría de las instalaciones consiste en el uso de un vaso de expansión, cuyo propósito es almacenar el fluido que sufre la expansión por el aumento de temperaturas [17]. Dicho dispositivo es el encargado de absorber las variaciones de presión y volumen del HTF. Consiste de un sistema con 2 fluidos separados por una membrana elástica, el HTF que entra del circuito primario, y aire o nitrógeno que se comprime a través de la membrana, mientras entra el otro fluido. El uso de aire o nitrógeno afecta la vida útil del dispositivo, siendo el segundo el más adecuado [9]. Las normas ETUS establecen una temperatura máxima de los vasos de expansión de 100°C, con la posibilidad de contar con sistemas de enfriamiento para impedir que se llegue a dicha temperatura [14]. Los SST que utilizan vaso de expansión, suelen también requerir de una válvula de alivio de presión que da una solución auxiliar al aumento de presión en el sistema.

Para instalaciones de pequeña escala el diseño del vaso de expansión debe abarcar dos situaciones. En primer lugar, para situaciones donde la presión de trabajo es mayor a la presión de saturación a la temperatura de estancamiento, debe lograr absorber el líquido de trabajo dilatado por la expansión térmica. Por otro lado, cuando la presión se encuentra por debajo de la de saturación a la temperatura de estancamiento, el vaso de expansión deberá absorber ambas fases líquido-vapor. Esto puede llevar a un mayor requerimiento de volumen debido a la menor densidad de la fase de vapor respecto a la líquida, factor que aumenta el costo de la instalación del sistema. [18]

Otro método de control de estancamiento comúnmente utilizado en los SST, se basa en el control de la radiación incidente que se transfiere al HTF. Dicho control se puede realizar mediante una variedad de métodos. En la referencia [20] se menciona una tecnología basada en un sistema de inclinación para colectores solares, como la que se observa en la Figura 1.5; generalmente estos sistemas (en conjunto con un seguidor solar) se utilizan con el objetivo de maximizar la irradiación solar del colector, aunque también se pueden utilizar para disminuir la radiación incidente al colector y prevenir casos de sobrecalentamiento y estancamiento de los SST. Mediante el uso de métodos de automatización y control, se obtiene resultados del entorno del 10% de disminución de temperatura en un intervalo de una hora. En la referencia [18] se menciona una tecnología patentada por Viesmann, 2016, la cual se basa en la utilización de un material de recubrimiento de los colectores que limita la radiación incidente a los mismos a partir de cierta temperatura (75° en el caso analizado). A partir de dicha temperatura aumenta la emisividad del material, aumentando las pérdidas de calor y disminuyendo la temperatura de estancamiento del sistema.

Por otro lado, en la referencia [17], se menciona el uso de un intercambiador de calor de tipo “*heat – pipe*” de circuito cerrado. El mismo se basa en una mezcla de dos fluidos, los cuales mediante procesos de evaporación y condensación logran mantener la temperatura del HTF en los colectores por debajo de determinado límite. Se activa únicamente cuando se rebasa cierto valor de temperatura, determinado correctamente por la mezcla de fluidos del “*heat – pipe*”. En la Figura 1.6, se observa una imagen obtenida de [17] que muestra el sistema descrito.



Figura 1.5: SST de circulación forzada y natural. Imagen extraída de [20]

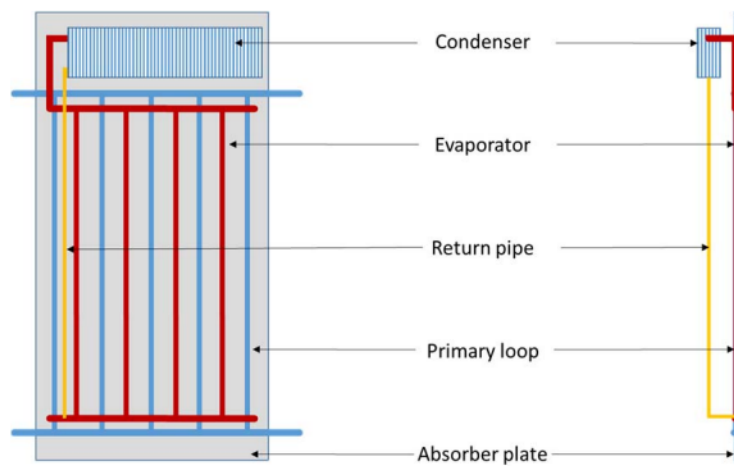


Figura 1.6: Sistema de enfriamiento de colectores solares de tipo “heat – pipe”. Imagen extraída de [17]

Por último, un destacado método de control del presente fenómeno es el llamado sistema “*Drainback*”, que será analizado posteriormente en la Sección 1.7. Como ya se ha mencionado, este método presenta un gran potencial y aún está muy poco desarrollado en la región.

1.7. *DrainBack*

El sistema *DrainBack* (*DB*) se basa en una tecnología alternativa a los métodos mencionados, que ofrece una solución al estancamiento del agua en los colectores solares. Como plantea la norma UNIT ISO9488, son instalaciones donde “como parte del ciclo de funcionamiento normal, el fluido portador es drenado desde el colector solar a un depósito de almacenamiento cuando la bomba se para, y vuelve a llenar el colector cuando la bomba se activa de nuevo” [22].

Los sistemas *DrainBack* ofrecen un control fiable frente a problemas de sobrecalentamiento y congelamiento que sufren los sistemas solares térmicos. Poseen la ventaja de un bajo nivel de mantenimiento así como un menor costo para su implementación, debido a la necesidad de una menor cantidad de componentes relativa a otros tipos de tecnologías de control del estancamiento. En suma, permiten la utilización de agua pura como *HTF*, lo cual aumenta la capacidad de intercambio de calor en comparación a sistemas que utilizan mezclas de agua con un anticongelante. Sin embargo, la dificultad de dimensionar el estado transitorio del sistema para el vaciado y llenado del colector, así como el nivel de detalle en su instalación, hace que en muchos casos la puesta en práctica sea compleja y tenga fallas.

Una de las principales características de estos sistemas es su capacidad de evitar el fenómeno del estancamiento en colectores solares, impidiendo que el fluido de trabajo llegue a la temperatura característica del fenómeno. Esto evita la formación de vapor en los tubos del colector y mantiene la temperatura del fluido de trabajo dentro de los rangos estipulados por la demanda. Bajo el mismo principio evita el congelamiento del *HTF*, lo cual permite la utilización de agua pura en lugar de mezclas, posibilitando el uso de materiales de más bajo costo, que soportan presiones más bajas.

Es de elevada importancia el correcto diseño hidráulico del sistema, el mismo debería permitir que en situaciones de frenado de la bomba, el *HTF* fluya por gravedad a un tanque, siendo sustituido por aire en los colectores; este principio parece *a priori* no presentar problemas muy grandes, pero es la falta de profesionales con capacitación específica en el área el principal obstáculo para la puesta en escena de este tipo de tecnologías.

La Figura 1.7 muestra una instalación solar térmica clásica con la tecnología *DB* donde se pueden observar algunas de las características fundamentales de una instalación de este estilo. Un elemento de especial importancia es el reservorio o tanque *DrainBack*, el cual es el encargado de almacenar la totalidad del fluido de trabajo, cuando la bomba está detenida y los colectores drenados. Se requiere una pendiente constante a lo largo de todo el circuito de agua para su correcto drenaje por gravedad. A su vez, se dispone de un sistema de control que actúa en función de la temperatura diferencial entre el acumulador y la salida del sistema de captación.

1.7.1. Clasificación

Existen una variedad de formas de diseñar un sistema *DB* por lo que se hace necesario clasificarlos acorde a determinadas características. Como ya se mencionó anteriormente en la Sección 1.6, estos sistemas de evacuación al igual que las instalaciones en sí, también pueden ser diferenciadas en sistemas directos e indirectos.

Otra forma de clasificar los sistemas *DB* es haciendo distinción entre los sistemas

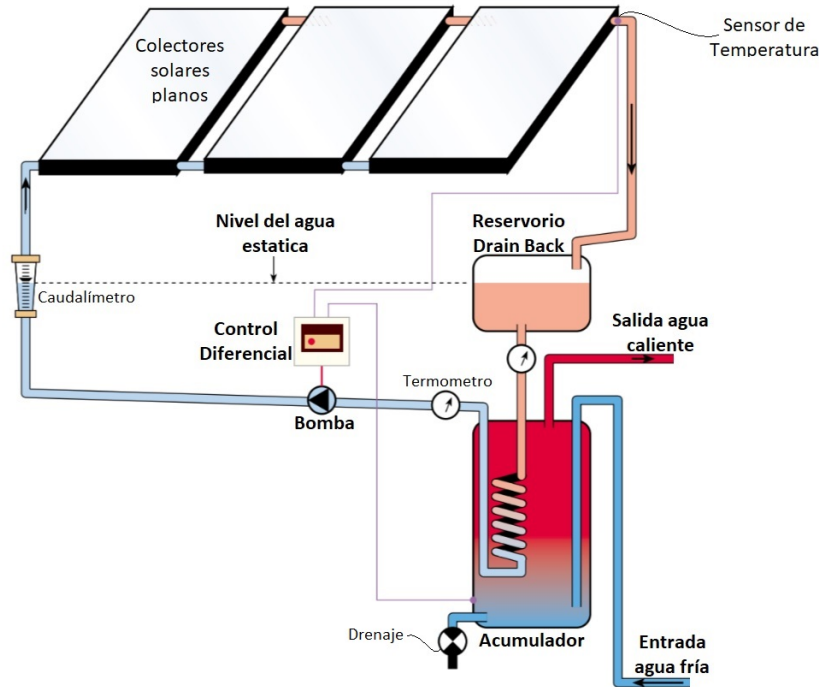


Figura 1.7: Sistema *DrainBack*. Imagen extraída de [23].

abiertos y cerrados, de acuerdo a su estado de contacto con la atmósfera. Los sistemas abiertos, por su contacto con la atmósfera, tienden a ser sometidos a menores presiones, lo que hace que puedan ser construidos de materiales de menor resistencia mecánica aunque más resistentes a la corrosión [24], mientras que los cerrados mantienen mayores presiones y se deben utilizar materiales con mayor resistencia mecánica.

Es frecuente encontrar sistemas que trabajan a presiones por encima de la atmosférica durante las etapas de operación, y en períodos de falta de demanda o falla de la bomba, donde se deben drenar los colectores, permiten la entrada de aire al sistema, lo cual compensa la depresión formada en los tubos del colector solar, evitando problemas de colapso de las tuberías o falla de los componentes. El aire que entra al sistema debe poder salir una vez que el mismo vuelve a la operación, para mantener el volumen constante. En sistemas abiertos que trabajan con el tanque de *DrainBack* a presión atmosférica, es intuitivo observar cómo, con la cañería entre los colectores y el tanque llena de líquido, por hidrostática se establecerá una presión negativa en el punto más alto de los colectores, específicamente $P_{salidacolectores} = -\rho gh$ (manométrica, con h la diferencia de altura entre la salida de colectores y el tanque *DB*). Esto puede ocasionar la entrada de bolsas de aire al sistema que, de no ser evacuadas, pueden provocar problemas en el circuito hidráulico. Esta es una ventaja de los sistemas presurizados, en los cuales se evita la situación mencionada.

Poniendo énfasis en los sistemas indirectos, se pueden clasificar los mismos según si el flujo primario pasa por los tubos del intercambiador, o por la carcasa. Existe también una manera adicional de clasificarlos según el alojamiento del volumen *DrainBack*, cuando no se está en condición de operación. La tecnología mayormente utilizada se basa en almacenar el volumen drenado en un tanque colocado exclusivamente para alojar el

fluido, como se observa en la Figura 1.8a. En este sentido, se debe cuidar la colocación de dicho tanque, ya que afectará directamente la carga hidráulica a cubrir por la bomba para poner el sistema en funcionamiento. Por otro lado, otra tecnología utilizada consiste en sobredimensionar el intercambiador de calor para cumplir esta función. El fluido de trabajo, al drenarse el colector, se almacena en el serpentín del intercambiador de calor Figura 1.8b (sobredimensionado para dicho propósito). Este sistema posee ventajas de facilidad de instalación debido a la utilización de una menor cantidad de componentes [25][24].

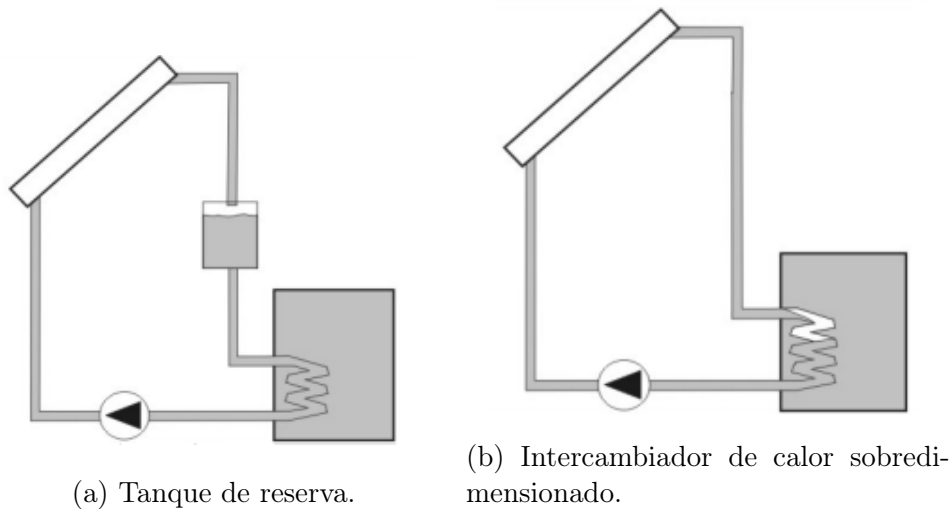


Figura 1.8: Distintas configuraciones utilizadas en sistemas *DB*. Imagen extraída de [24].

El sistema *DB* de mayor utilidad, como fue mencionado, es el de tecnología de tanque de reserva. Este presenta una ventaja en la etapa de llenado, ya que suele colocarse a una altura mayor al intercambiador, lo cual impacta en la selección de la bomba pues tiene que ser pensada para vencer menos altura en dicha etapa. A su vez el dimensionamiento de este sistema es sencillo, ya que solo se necesita seleccionar un volumen mayor al que el colector almacena de forma instantánea. Por otro lado presenta la desventaja de ser un montaje no tan compacto, ya que requiere de un tanque adicional con la única función de almacenar el *HTF* drenado.

El sistema *DB* con intercambiador como reservorio es también ampliamente utilizado, presentando la ventaja de ser de diseño compacto, solo necesitando sobredimensionar el intercambiador para reservar el *HTF* en el drenaje. Anteriormente se mencionó que hay dos configuraciones de este sistema, previendo el volumen drenado en carcasa o en los tubos. La segunda presenta la ventaja de ser más compacta (pues la carcasa es lo que ocupa más espacio físico) aunque no hay mucho respaldo bibliográfico al respecto. Es pertinente mencionar que el aprovechamiento del intercambiador para almacenar el *HTF* drenado no debe impactar en su principal función, transferir calor al agua de consumo. Al igual que los sistemas con tanque adicional, estos sistemas son en general construidos de materiales plásticos (PEX) no resistentes a altas presiones, por lo que deben ser abiertos. Nuevamente, se debe prever esto por peligro a la corrosión en otros elementos de la instalación. No obstante, la principal limitación de este sistema radica en que el intercambiador, por lo general, se encuentra a baja altura en el sistema y por la variación de carga entre llenado y funcionamiento se requiere a veces el uso de dos bombas en serie para superar la altura

durante el llenado, apagando una cuando se alcanza el estado estacionario.

1.7.2. Proceso de llenado

El proceso de llenado en un sistema *DB* comienza una vez se alcanza una determinada diferencia de temperaturas entre el fluido gaseoso a la salida del colector y el líquido presente en el sistema de almacenamiento. Se trata de un proceso transitorio, que posee relevancia en el correcto diseño hidráulico de la instalación. Se requiere de un correcto dimensionado de la(s) bomba(s), para lograr superar la etapa en discusión.

Por la característica transitoria del sistema, el punto de operación de la bomba es variable en la etapa de llenado del sistema, como se observa en la Figura 1.9 y en la Figura 1.10. La bomba debe en principio aportar energía suficiente para vencer la fricción de los componentes (condición de arranque), luego suministrar una mayor carga para que el *HTF* supere la diferencia de cotas entre la superficie libre del fluido en reposo y el punto más alto de la instalación (Figura 1.9b) y por último, dependiendo el caudal que suministre la bomba, puede llegar a llenar la totalidad de las tuberías, generando el denominado efecto sifón (Figura 1.9c) mediante el cual baja la carga, quedando la bomba en su punto de funcionamiento estacionario.

Si el sistema posee un reservorio auxiliar para almacenar el fluido, es deseable que el mismo se encuentre a la mayor altura posible por debajo de los colectores. La posición del tanque determinará la carga de elevación que debe cubrir la bomba, aunque deben ser consideradas las condiciones ambientales para evitar el potencial congelamiento o sobrecalentamiento. La carga de la bomba tiende a ser superior a la requerida en la condición de operación, lo que puede llevar a un sobre-dimensionamiento de la bomba y, por ende, un aumento en el costo del sistema, el cual será relevante según el tamaño de la instalación. A modo de aproximación, la diferencia de carga será la diferencia de alturas entre el tanque de *DrainBack* y el punto más alto de los colectores, en metros de columna de agua.

El caudal irá variando durante el proceso de llenado, creciendo a medida que se va superando la diferencia de cotas, y alcanzando un máximo si se genera el sifón. Durante este proceso la bomba recorre su curva de operación por distintos puntos como se observa en la Figura 1.10, muchos de los cuales poseen un bajo rendimiento; el resultado de esto es un proceso de mayor consumo energético respecto a las instalaciones convencionales, una de las desventajas del sistema *DB*. Una solución propuesta en la bibliografía consultada, consiste en la colocación de dos bombas en el circuito hidráulico [24] o un variador de frecuencia que se encargue de regular la velocidad de la bomba, siendo la segunda opción generalmente más costosa. Dicho mecanismo, permite cubrir la carga requerida por la instalación en las distintas condiciones de operación, así como evitar el sobredimensionamiento de la bomba, la cual, trabajando fuera de su condición de diseño, puede sufrir un deterioro en su vida útil.

El efecto sifón es un fenómeno que ocurre en el llenado y vaciado de colectores solares. El mismo se da debido a la diferencia de presión hidrostática que se tiene entre la cota a la cual se encuentran los colectores y la descarga a menor presión. Dicha diferencia de presiones genera un flujo que asiste a la bomba en la impulsión del fluido durante la etapa de llenado, lo cual implica una ventaja. Para alcanzarlo, en la referencia [25] se realiza una discusión donde se acuerda que se requiere cierta velocidad mínima del fluido en la salida

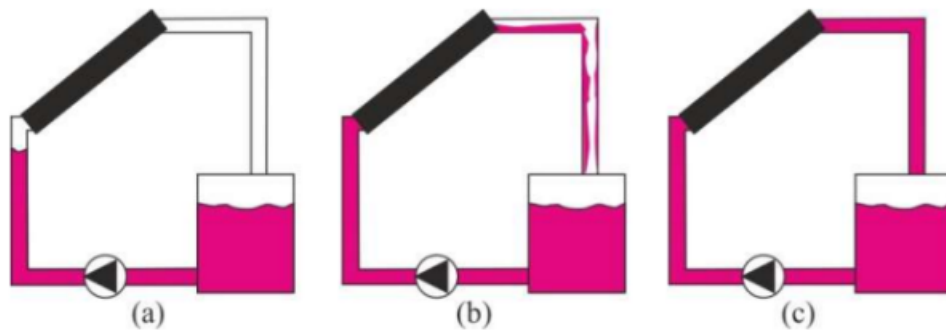


Figura 1.9: Etapas de llenado. Imagen extraída de [25].

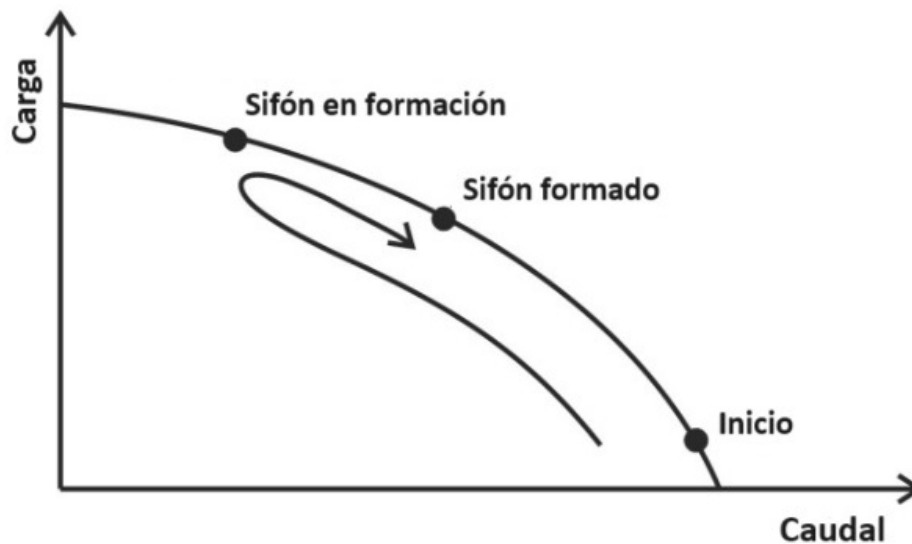


Figura 1.10: Curva de operación de la bomba en las distintas etapas de llenado. Imagen extraída de [25]

de los colectores, y esta a su vez es variable de acuerdo al diámetro y superficie de las tuberías. Posteriormente, en la referencia [26] se analiza experimentalmente la relación entre el caudal mínimo de llenado en función del diámetro, material y posición de las tuberías para lograr el efecto sifón. Este resultado se presenta en la Figura 1.11, habiendo distintas curvas para posicionamiento vertical y horizontal de la tubería de entrada al tanque *DB*, así como para tuberías corrugadas (CSS) y lisas (PMMA).

Es importante destacar que el efecto sifón no es siempre deseado; cuando se tiene más de un colector solar en paralelo, aquellos que están ubicados a menor altura se llenarán primero y en caso de que en estos se forme, el efecto sifón impedirá que los restantes se llenen por completo.

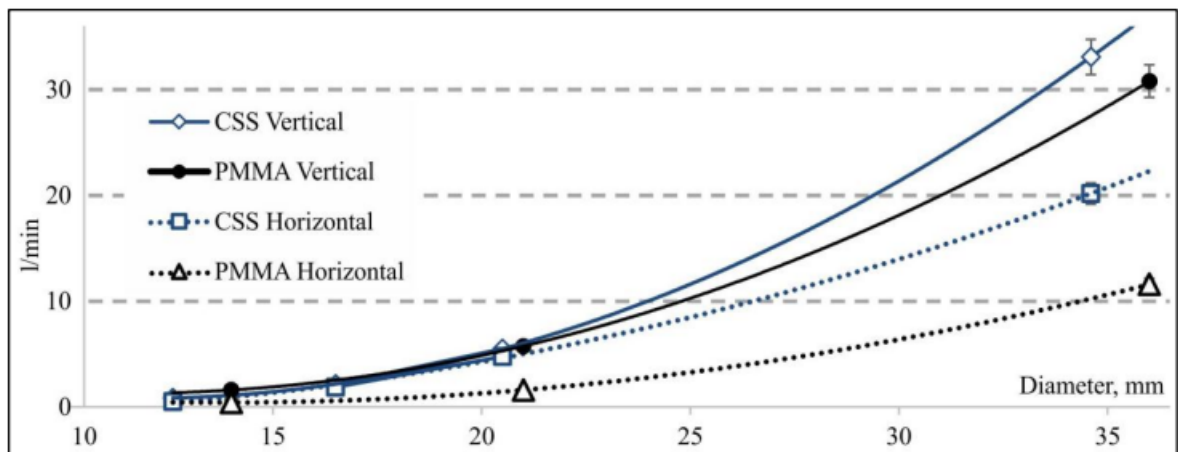


Figura 1.11: Caudal mínimo para efecto sifón estudiado a distintos diámetros y superficies, experimentado con agua a 20 °C. Imagen extraída de [26].

1.7.3. Modo operativo

Una vez completado el llenado, el circuito comienza a operar de dos formas: con efecto sifón, o sin efecto sifón. La ventaja del efecto sifón, como fue comentado en secciones anteriores, es su capacidad de asistir a la bomba en el proceso de llenado; sin embargo, este efecto en operación presenta la desventaja de tener presiones bajas a la salida de los colectores. Esto provoca que la temperatura de evaporación del *HTF* baje considerablemente, algo no deseado en este tipo de instalaciones.

Considerando un flujo estacionario, se plantea la relación propuesta por el teorema de Bernoulli entre el punto más alto de la instalación (1) y la salida al tanque DB (2) (se desprecia pérdida de carga), también visibles en la Figura 1.12.

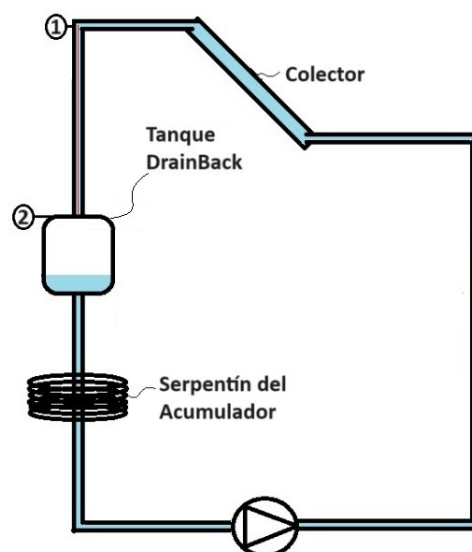


Figura 1.12: Esquematización del sistema y extremos de la línea de flujo de bernoulli.

$$\rho gh_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + p_1 = \rho gh_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + p_2 = \text{constante} \quad (1.2)$$

Es razonable admitir que los diámetros de tubería son iguales en ambos puntos y el caudal es estacionario, por tanto, los términos de velocidad son iguales en ambos puntos, obteniendo:

$$p_1 = p_2 - \rho g(h_1 - h_2) \quad (1.3)$$

Viendo la Ecuación 1.3 se observa que colocar el tanque *DB* a una mayor altura no solo es beneficioso para la bomba, sino que reduce la depresión en lo alto de la instalación, permitiendo mayores temperaturas. A su vez, la baja presión no es solo un problema por el descenso de la máxima temperatura permitida, sino que también presenta la desventaja de aumentar las filtraciones de aire por diferencia de presión con el ambiente. Esto puede ocasionar problemas de corrosión, ingreso de impurezas no deseadas, pérdida del efecto sifón, entre otros. En la referencia [26] se presentan dos enfoques propuestos para abordar este problema: presurizar el sistema para que la presión en el punto más alto sea apta o utilizar una válvula rompe-vacío, la cual tiene la consecuencia de cortar el efecto sifón.

Otro aspecto importante a tener en cuenta en la operación de un circuito *DrainBack*, es la altura a la que se encuentra la superficie libre del *HTF*. Según ASHRAE, para evitar posibles problemas hay que mantener el nivel del agua entre 3/4 y 7/8 de la altura del tanque cuando esté lleno, y entre 1/8 y 1/2 en operación [25]. Niveles por debajo de los estipulados pueden generar formación de un vórtice o la formación de burbujas de aire, y niveles encima resultan tentadores pero resultan difíciles de conseguir debido a que el volumen de aire en el tanque debe ser capaz de llenar los colectores de gas. Si bien no se conoce mucho acerca de este último problema, se sabe que la formación de burbujas es principalmente una función de la altura de caída del agua (es decir, la distancia desde la salida de las cañerías hasta que el *HTF* impacta en la superficie libre) y la velocidad con la que el fluido impacta al *HTF* estancado [26]. Esto puede generar problemas si estas burbujas de aire llegan lo suficientemente cerca de la salida del tanque como para circular por el sistema. La inmersión de parte de la cañería en el *HTF*, haciendo que este no tenga caída, es una solución planteada al problema, entre otras que serán discutidas posteriormente.

1.7.4. Proceso de vaciado

El principal proceso de estudio en los sistemas *DB* es el denominado “proceso de vaciado”. Dicho proceso se basa en el drenaje del *HTF* de los colectores hacia un reservorio, cuando la oferta de energía incidente supera la demanda de la instalación o por una reducción en la disponibilidad de energía solar absorbible. Se trata de un proceso de elevada importancia debido a que asegura la seguridad del *SST* y el cuidado de sus componentes, evitando casos de sobrecalentamiento y congelamiento. En sistemas expuestos a temperaturas muy bajas, es necesario lograr el vaciado completo del circuito de colectores, ya que de otra manera, el agua residual podría congelarse y generar obstrucciones. Para que el proceso de vaciado ocurra de forma exitosa, es necesario lograr el correcto flujo del *HTF* por las cañerías y elementos del sistema, lo cual es posible realizando un correcto diseño hidráulico del mismo y una inteligente elección de los instrumentos a utilizar.

Considerando que el objetivo principal de este sistema es evacuar el fluido caloportador de los colectores en la llamada situación de estancamiento, la correcta elección de un sistema de captación, efectivamente capaz de drenarse en su totalidad, es crucial para un correcto funcionamiento. Se puede prever el comportamiento de vaciado de cada colector con un simple esquema del mismo, se deben evitar configuraciones con entrada y salida del fluido por la parte superior, y también tener especial consideración en las disposiciones en 'U', tal y como se observa en la Figura 1.13.

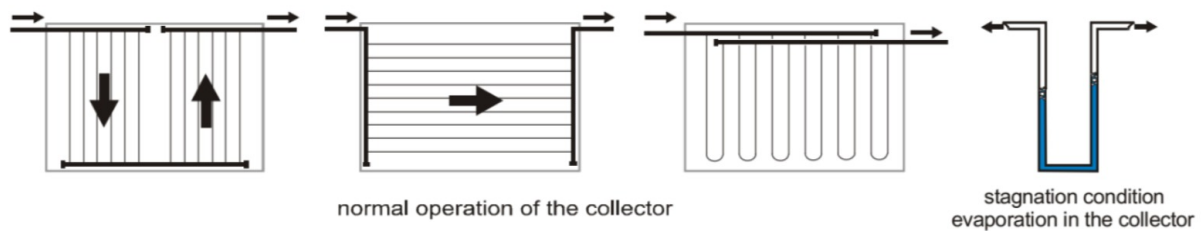


Figura 1.13: Esquemas de circuitos de colectores comunes con mala conducta de vaciado. Imagen extraída de la referencia [27].

Estas configuraciones no poseen una buena conducta de vaciado debido al líquido atrapado en el colector, el cual no puede ser expulsado en forma líquida, sino que debe evaporarse para ser eliminado, lo cual conduce a una gran cantidad de energía que se transporta a través del vapor en caso de estancamiento del sistema. En cambio, buscando configuraciones con entrada y salida del sistema en extremos verticales opuestos, se observarán buenos resultados del vaciado. La Figura 1.14 presenta ejemplos de mejor comportamiento a la hora del vaciado.

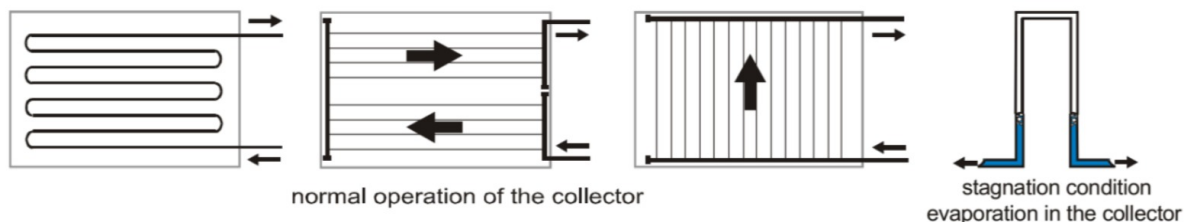


Figura 1.14: Ejemplos esquemáticos de circuitos de colectores comunes con un buen comportamiento de vaciado. Imagen de la referencia [27].

Otro factor determinante es la pendiente que se utiliza en las cañerías del sistema, tal y como se remarca en la referencia [28]. Asimismo, en la referencia [21] se menciona que todas las cañerías conectadas al sistema de colectores y por encima del nivel de donde se almacene el aire, debe tener una pendiente de al menos $3-5^\circ$, tomando en especial consideración la cañería de flujo ⁵, la cual requiere de un correcto diseño para lograr la entrada de aire y el proceso de vaciado. En este proceso se da nuevamente el mencionado efecto sifón, el cual impone el flujo inverso de agua que asegura el vaciado. Dicho flujo se da por una diferencia en la presión hidrostática entre la tubería de impulsión de la bomba (tubería de retorno) y la tubería posterior al pasaje por el colector (tubería de flujo). Esta

⁵Cañería que conecta la salida de los colectores con el tanque *DrainBack*.

diferencia de presiones genera que el flujo de agua drenada de los colectores, se dé casi totalmente a través de la tubería de retorno, empujando al agua presente en la cañería de flujo, como se observa en la ??.

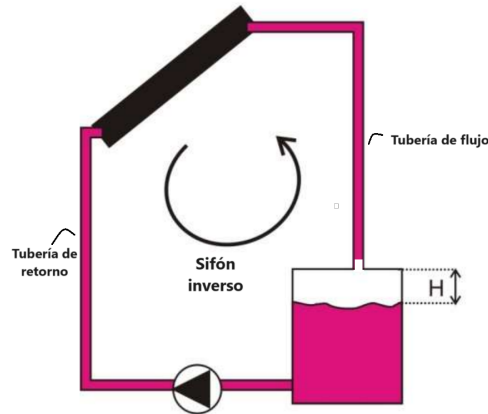


Figura 1.15: Efecto sifón en el proceso de vaciado. Imagen adaptada de [25].

En la referencia [28] se realiza un experimento en el que se observa cómo se da esta etapa de vaciado del colector solar. Al apagar la bomba del *SST*, observan en un principio la desaceleración del flujo por las tuberías, hasta que se da una regresión completa del mismo, pasando a fluir en sentido opuesto (drenaje). Muchos sistemas poseen un conjunto de válvulas que actúan en el momento en el que se apagan las bombas, dejando entrar aire que sustituye el vacío parcial creado en los tubos del colector. La diferencia de presión que causa el efecto sifón, es creada debido al volumen de aire presente en el tanque de drenaje (o en el serpentín del intercambiador sobredimensionado). El *HTF* que ocupaba la cañería de flujo al momento de comenzar el vaciado, cae en el tanque por gravedad. Al vaciarse el colector por la tubería de retorno, el volumen de aire aumenta ocupando lentamente la tubería de flujo, hasta que la ocupa completamente. A partir de este momento, el flujo se dará únicamente a través de la tubería de retorno, impulsando el fluido a través del circuito hidráulico hasta alcanzar el tanque de almacenamiento del volumen drenado. [29]

Uno de los aspectos fundamentales en la creación del sifón es la entrada de aire en el arreglo de tubos del colector solar. La bibliografía consultada muestra una variedad de diseños que cumplen con dicho objetivo. Un diseño básico se basa en la presencia de un volumen de aire entre la salida de la cañería y el nivel de agua en el tanque de *Drainback*. Este sistema tiene algunas desventajas como el ruido que se produce o la entrada de burbujas de aire, que pueden afectar el funcionamiento del circuito (por ejemplo si son absorbidas por la bomba). [25][29] Para evitar dichos problemas, se puede sumergir la salida de la cañería de flujo en el tanque almacenamiento, lo cual implica la necesidad de un método auxiliar que asegure el vaciado de los colectores. En [25] se mencionan una gran variedad de diseños que imponen dicho vaciado, como la presencia de un orificio en la tubería de flujo, o la colocación de un *bypass* con una válvula. Otra alternativa es la implementación de una válvula de entrada de aire en la parte superior de los colectores. La misma separa el flujo del *HTF* en dos, parte va por la cañería de flujo y otra por la de retorno, evitando la creación de un sifón. La entrada de aire al sistema puede generar corrosión, por lo que se puede instalar una conexión entre el volumen de aire en el tanque *DB* y dicha válvula. Sin embargo, la práctica refleja que dicha implementación tiende a

permitir la entrada de aire al sistema, en condición de operación [28]. La Figura 1.16, refleja dichas tecnologías.

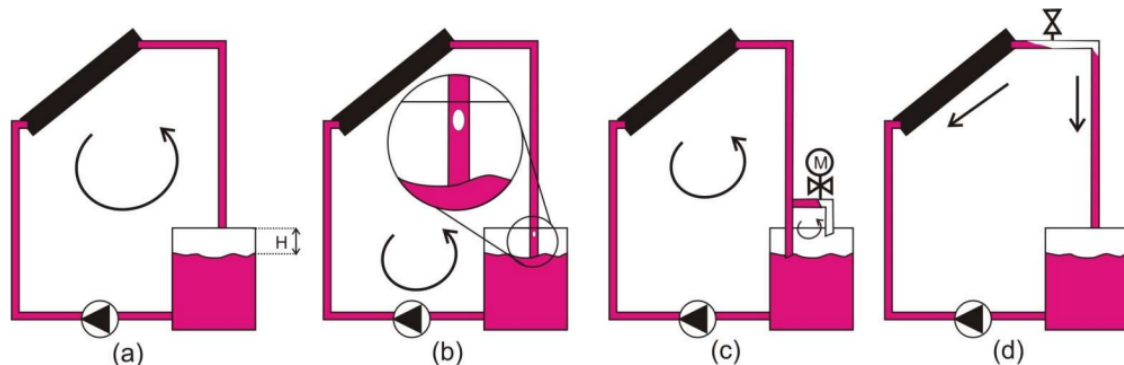


Figura 1.16: Distintas tecnologías utilizadas para garantizar el vaciado en un sistema *DB*. Imagen extraída de [25].

1.7.5. Problemas existentes en los sistemas *DB*

La historia de los sistemas *DB* se remonta a la década de los 80s, cuando se dio un elevado incremento en el uso de la tecnología en los Países Bajos, debido a regulaciones en la calidad del agua potable.[30] Dicho país ha experimentado un alto desarrollo en esta tecnología, logrando que sea implementada en la gran mayoría de las instalaciones solares térmicas existentes. Otros países como Noruega o Bélgica han sufrido procesos similares. Sin embargo, en el resto del mundo, la tecnología mencionada no ha logrado prosperar debido a ciertas consideraciones que se detallarán a continuación.

En primer lugar, se destaca la falta de investigación y desarrollo que poseen los sistemas *DB*. En la referencia [25] se hace un estudio de la bibliografía existente del tema y se plantea que las patentes son la mayor fuente de información, mientras que las publicaciones académicas y los proyectos de investigación son lo menos frecuente.

La tecnología *DB* posee algunas desventajas que han impedido su desarrollo a gran escala en el mundo. En la referencia [30] se realiza un estudio de los sistemas *DB* en Suiza, analizando las razones de su baja adaptación en el mercado. En particular, se estudia una encuesta realizada, en la que se desarrollan las principales causas observadas por fabricantes e instaladores. Una de ellas es la necesidad de un cuidadoso diseño hidráulico del sistema, que asegure el drenado completo del *HTF*. La presencia de agua residual en el circuito de los colectores puede crear problemas por congelamiento, con resultados dañinos a la instalación. En la misma línea se requiere que todas las cañerías instaladas posean cierta pendiente para lograr el flujo deseado de agua en la etapa de vaciado [30]. Este factor implica una complicación en la instalación y un cierto nivel de experiencia por parte de los instaladores. El entrenamiento de profesionales en la instalación de sistemas *DB*, es vital para lograr las ventajas de su uso. Una incorrecta instalación puede tener consecuencias graves, con daños irreversibles. Situaciones como esta han generado una falta de confianza en la tecnología, siendo las mismas consecuencias directas de la falta de profesionales calificados para su uso. Por dicha razón, muchos países optan por no utilizar estos sistemas, recurriendo a las tecnologías clásicas de los *SST*.

Por otro lado, el constante vaciado y llenado de los sistemas *DB*, generan la necesidad de contar con una bomba que logre proporcionar la potencia requerida por la instalación, la cual tiende a ser mayor que la requerida en un *SST* convencional. Por el continuo frenado y arranque de la bomba, la misma actúa en repetidas situaciones en condiciones por fuera de la de diseño, lo cual afecta su vida útil, y puede generar ciertos efectos, como ser un aumento en el ruido ocasionado. Tanto la bomba en condición de arranque como el agua siendo liberada en el taque de drenaje en la etapa de vaciado, pueden ocasionar ruidos molestos. [30][25]

La tecnología *DrainBack* posee un elevado potencial, con ventajas que permiten instalaciones con menos componentes y menos probabilidad de daño. Las desventajas planteadas poseen solución directa en el entrenamiento y generación de experiencia de los responsables técnicos de las instalaciones. El desarrollo de estudios teórico-prácticos es también un campo a explorar. En los últimos años se ha dado un leve crecimiento en esta área con estudios como los presentes en las referencias [28], [26] y [29] entre otros.

Capítulo 2

Diseño de una instalación solar térmica convencional

2.1. Descripción de la instalación

Con el objetivo de estudiar las instalaciones solares térmicas, se plantea el diseño en una locación específica, de una instalación solar que cubra al menos el 50 % de la demanda anual de energía requerida para agua caliente sanitaria. Para esta investigación, por facilidad en el contacto de parte de los estudiantes con los directores del lugar, se tomará de referencia el residencial Brisas del Plata ubicado en Colonia Valdense, departamento de Colonia. El edificio cuenta con 40 habitaciones y 33 baños, albergando alrededor de 40 residentes en su mayoría de tercera edad. El residencial contaba con apoyo de dos colectores de sistema prefabricado que eran utilizados en algunos sectores específicos del residencial, pero que por fallas en su operación fueron sustituidos por un sistema de bombas de calor que abastecen todo el edificio. Visitando la instalación existente de colectores es evidente que no se siguieron las normativas y sugerencias de las ETUS. Esta normativa es de vital importancia para diseñar la nueva instalación, ya que previene muchos de los problemas que comúnmente se generan en estas instalaciones y a su vez colabora en dimensionar la cantidad de colectores, el tamaño de los acumuladores y demás parámetros del sistema.



Figura 2.1: Edificio del Residencial Brisas del Plata

El espacio donde se plantea instalar los colectores se observa en la Figura 2.2. Dicha sección es la parte trasera del techo del edificio, donde ya se encontraba instalado uno de los colectores mencionados anteriormente, así como la bomba de calor, que actualmente provee el 100 % de la demanda de ACS. La Figura 2.3 muestra un plano de la zona de interés del techo, donde se plantea realizar la instalación solar térmica.

2.2. Memoria técnica

Como plantean las ETUS, la memoria técnica es el archivo que incluye toda la información referente a la instalación solar y se utiliza para la ejecución y planeamiento del mismo. Actúa como documento guía para toda persona vinculada a la ejecución del proyecto.[14]. La memoria técnica está dividida en secciones las cuales aluden a consideraciones específicas de la instalación y posee cálculos relativos al comportamiento térmico de la misma. Dichos cálculos provienen de los datos de partida de la instalación, así como de decisiones variadas, como el tipo y número de colectores a instalar o la demanda de energía a cubrir. Las secciones son las siguientes:



Figura 2.2: Imagen satelital del techo de Brisas del Plata.

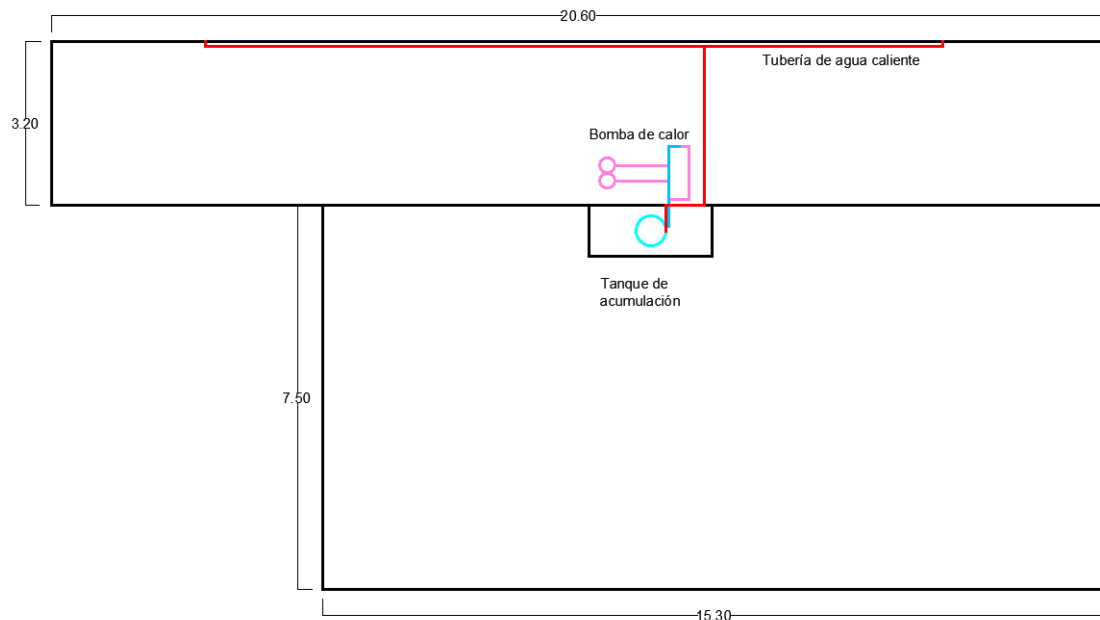


Figura 2.3: Vista en planta del techo y plano básico del espacio donde se diseñará la instalación.

- Datos generales y antecedentes.
- Parámetros de uso y climáticos.
- Parámetros Funcionales
- Resultados de cálculos de prestaciones energéticas.
- Configuración.
- Condiciones de operación.
- Fluido de trabajo.
- Sistema de captación.
- Sistema de acumulación.
- Sistema de intercambio.
- Circuitos hidráulicos.
- Circuito de consumo.
- Sistema de expansión.
- Sistema de medidas.

- Sistema de energía auxiliar.
- Sistema eléctrico y de control.

A continuación se analizarán ciertas secciones, especificando las condiciones de operación así como cada decisión realizada en el diseño de la instalación.

La plantilla de cálculos utilizada se adjunta en el Anexo 7.1, como también se presentan los planos y esquema de funcionamiento de la instalación en el Anexo 7.2.

2.2.1. Parámetros de uso y climáticos

Como se mencionó previamente en la descripción de la instalación, el edificio alberga 40 residentes distribuidos en 26 habitaciones individuales con baño privado, y 14 con baño compartido cada 2 residentes. Con esta información se tomó el criterio de definir 26 viviendas de un dormitorio, y 7 de dos dormitorios con 2 residentes por vivienda.

El consumo diario por persona se establece, a partir de las ETUS, en $60 \frac{lt}{dia}$. [14] A partir de este dato y considerando el número de residentes, el consumo diario de agua caliente sanitaria de la residencia es $V_{ACS} = 2040 \text{ lt}/dia$.

Los parámetros de temperatura de uso, distribución y preparación fueron extraídos de recomendaciones de las ETUS, mientras que los parámetros ambientales provienen de la sección “CLIMA” de la memoria técnica. En la Figura 2.4 se definen las temperaturas de interés en la instalación, mientras que en la Tabla 2.1 se observan las temperaturas establecidas.

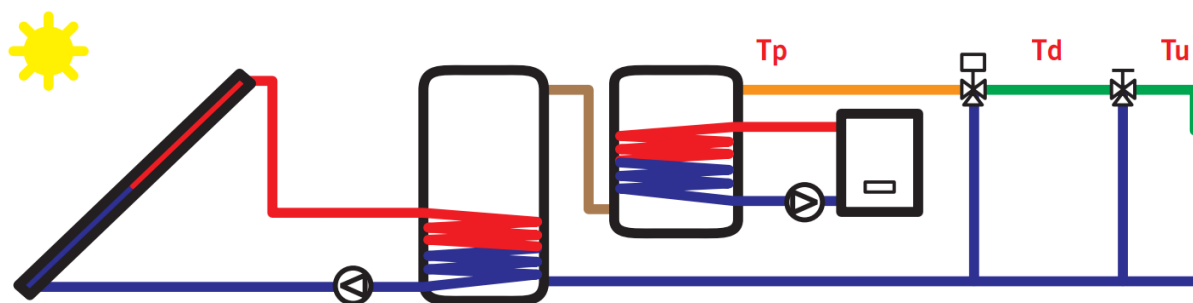


Figura 2.4: Temperaturas en la instalación. Imagen extraída de [31].

Temperatura de preparación ($^{\circ}\text{C}$)	Temperatura de distribución ($^{\circ}\text{C}$)	Temperatura de uso ($^{\circ}\text{C}$)
50	48	45

Cuadro 2.1: Temperaturas de referencia en la instalación.

2.2.2. Parámetros Funcionales

En esta sección se plantea la elección de los principales componentes del circuito primario, el colector solar y el acumulador. A partir de sus prestaciones funcionales y las elecciones previas, y considerando el número de componentes a instalar, se determinan los parámetros de funcionamiento del sistema. Se debe definir, a su vez, su tipo de conexionado, teniendo en cuenta restricciones espaciales e impuestas por el fabricante de

cada equipamiento. Las elecciones realizadas deberán asegurar que el factor solar $FS = \frac{\text{Aporte energético SST}}{\text{Demanda energética}} \geq 50\%$.

Se parte del listado de productos autorizados por la URSEA (*Unidad Reguladora de Servicios de Energía y Agua*) [32], la cual provee información de cada producto autorizado disponible en el país, así como información sobre el funcionamiento térmico e hidráulico de los mismos. Por su amplio rango de caudal funcional, se seleccionaron colectores *Bural Solar - HP270*.

La referencia [9] (pág. 133) recomienda utilizar valores de caudal específico de la instalación en el rango de $Q_{esp\ ins} \approx 40 - 50 \frac{\text{litros}}{\text{h} \cdot \text{m}^2}$. Considerando que el área útil de cada colector comprende $A_{colector} = 2,61 \text{m}^2$ se determina el denominado Q_{pri} de la memoria técnica con el cual, a partir del número de colectores, se determina el caudal total del circuito primario, es decir, el que circula por la bomba. Luego, mediante un proceso iterativo, se selecciona la disposición y cantidad de colectores y acumuladores (también seleccionados del listado de autorizaciones) buscando que el factor solar (explicado más en profundidad en 2.2.3) alcance un mínimo del 50% tal y como se explicita en la ley solar [3].

Los colectores se agrupan por baterías, que se define como un conjunto de colectores conectados entre sí (en serie o en paralelo), cuyo comportamiento se da como una unidad con área de captación equivalente a la de los colectores que la componen [14]. Para llegar al valor buscado de FS se determinó el uso de 6 colectores distribuidos equitativamente en 2 baterías en paralelo (3 colectores por batería) con un conexionado intra-batería también en paralelo. Es de destacar que cuanto más colectores se tenga en paralelo, el rendimiento global del conjunto disminuye [9], sin embargo esto conlleva menores pérdidas de carga respecto al conexionado en serie, con lo cual también se tiene presente este compromiso en la toma de decisiones.

Como plantean las referencias [14] y [9], el rendimiento térmico de la instalación mantiene una relación creciente con el volumen de acumulación. Se plantea la siguiente relación entre el volumen de acumulación y el área de captación, para maximizar la eficiencia:

$$60 \frac{\text{lt}}{\text{m}^2} \leq \frac{V_{ac}}{A_{col}} \leq 120 \frac{\text{lt}}{\text{m}^2} \quad (2.1)$$

La recomendación estipulada por las ETUs indica como referencia un valor del volumen de acumulación $V_{ac} = 75 * A_{col}$, considerando cómo afecta el rendimiento térmico de la instalación y el costo total de la misma. El área total de captación, dado el colector seleccionado, es $A_{total\ col} = 15,66 \text{m}^2$. Con las pasadas consideraciones, se selecciona un acumulador *Kodsan - KBD1000*, el cual consta de un volumen de acumulación total $V_{ac} = 1000 \text{lt}$, obteniendo finalmente a un valor de $\frac{V_{ac}}{A_{col}} = 63,9 \frac{\text{lt}}{\text{m}^2}$.

Se consideró también la opción de utilizar el volumen ya existente de la bomba de calor como parte del volumen solar (adicionando así solo 500L), lo cual implicaría agregar un sistema de recirculación entre los acumuladores que requiere de una bomba adicional y un sistema de control que controle las dos bombas, entre otros elementos. Esto agrega complejidad a la instalación y quita robustez, lo que hace un sistema más propenso a errores y altos costos de mantenimiento. Por otro lado, dicha alternativa se descartó considerando que el tanque ya instalado forma parte del sistema de energía auxiliar, y con la opción considerada pasaría, a su vez, a formar parte del volumen de acumulación solar. Dicho factor viola las normativas pautadas en la sección 3.2 de las ETUS.

2.2.3. Cálculos de prestaciones energéticas del SST

El objetivo de los SST es el de cubrir una parte de la demanda de energía térmica para el calentamiento de ACS. Las prestaciones energéticas de un SST son producto del aporte de energía de los mismos, considerando las condiciones climáticas en las que se encuentra. Como plantea [9], las prestaciones energéticas de este tipo de sistemas, se obtienen considerando su aporte energético, su fracción solar y su rendimiento medio.

El aporte energético viene dado por la energía térmica que entrega el sistema con el objetivo de cubrir la demanda de energía de la instalación y se mide en unidades de energía anuales (por ejemplo *MJ por año*). La fracción solar corresponde a la cantidad de energía que cubre el SST del total de la demanda de la instalación, $f = \frac{\text{Aporte de energía solar}}{\text{Demanda energética}}$.

La demanda energética se obtiene a partir de la Ecuación 2.2, donde V_{ACS} es la demanda diaria establecida en la Sección 2.2.1, ρ es la densidad del fluido, c_p es el calor específico a presión constante, T_u es la temperatura de uso y T_{AF} es la temperatura del agua fría. [9] La demanda varía mensualmente debido a la variación de la temperatura del agua fría.

$$Dem_{ACS} = V_{ACS} \times \rho \times c_p \times (T_u - T_{AF}) \quad (2.2)$$

La fracción solar se obtiene mediante el “Método f-chart”, desarrollado por S.A. Klein y W.A. Beckman en la referencia [33]. El mismo se utiliza para simular mensualmente el aporte energético de la instalación solar, considerando parámetros climáticos mensuales y los parámetros del sistema. Según [16], los parámetros funcionales de interés son:

- Superficie de captación, definida por el número de colectores y su área unitaria.
- Rendimiento del colector, a partir de los datos proporcionados por el fabricante.
- Volumen específico de acumulación,
- Caudales en el circuito primario y secundario.
- Calor específico de los fluidos de trabajo (primario y secundario).
- Efectividad del intercambiador de calor, ϵ .

Por otro lado, es necesario considerar la temperatura ambiente media mensual, así como la carga de calentamiento mensual (en J).

Utilizando las ecuaciones presentes en [33] y [16] se obtiene el factor solar mensual y a partir del mismo el aporte energético mensual.

Como ya se mencionó, uno de los requisitos para cumplir con la ley solar será que el factor f se ubique por encima del 50%. [3]

2.2.4. Sistemas de captación y acumulación

Como fue mencionado en la Sección 2.2.2, el sistema de captación consta de un conjunto de 6 colectores *Bural Solar San - HP270* iguales, con las siguientes características.

- Superficie bruta: $2,66 \text{ m}^2$.
- Curva de rendimiento: $\eta_0 = 0,713$, $c_1 = 3,368 \frac{W}{\text{m}^2K}$ y $c_2 = 0,009 \frac{W}{\text{m}^2K^2}$
- $A_{absorbedor}$: $2210 \text{ mm} \times 1120 \text{ mm}$.

- Presión de operación máxima: 10 bar.
- Material aislante: Lana mineral.
- Absorción/Emisión : 95 %/5 %.
- Volumen interior: 1,68L.
- Dimensión ext.: 2261 × 1176 × 92 mm.
- Peso: 40 Kg.
- $Q_{col} = [50; 400] \frac{lt}{h}$

En la Figura 2.5 se presenta la curva de eficiencia del colector seleccionado, siendo $\Delta T^* = \frac{T_m - T_a}{G}$. Trazada para $G = 1000 \frac{W}{m^2}$, T_m es la temperatura media del colector y T_a la temperatura ambiente.

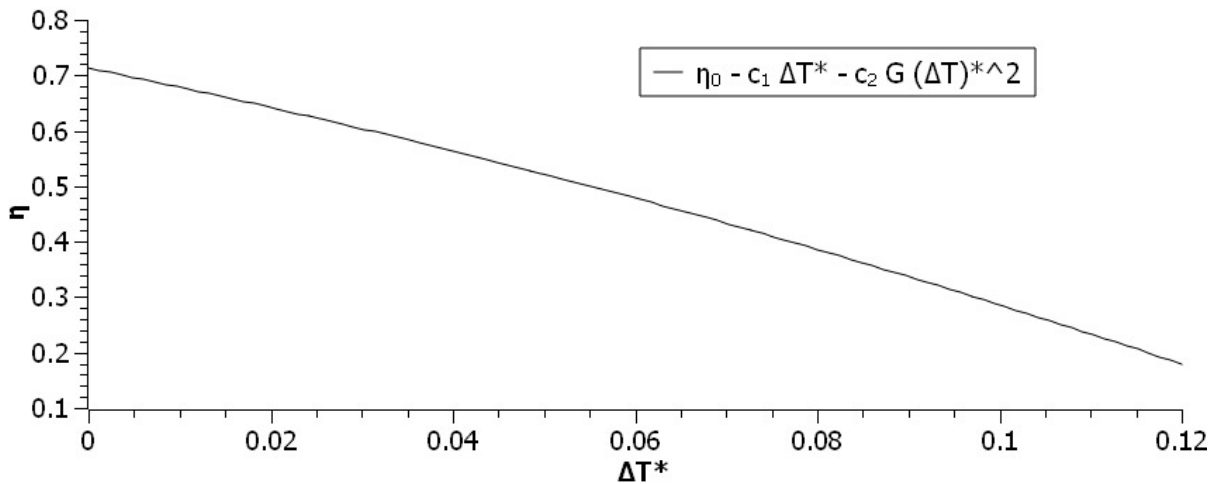


Figura 2.5: Curva de eficiencia del colector seleccionado.

El montaje del mismo se realiza considerando ángulos del colector respecto al suelo y al sol y el espacio disponible para colocarlos. En la Figura 2.6, se observa un plano del montaje de los colectores. Como se discutirá a mayor detalle en Sección 2.2.5, se definió una orientación de 15° de desviación hacia el este (respecto al norte) y una inclinación respecto al suelo de 40°.

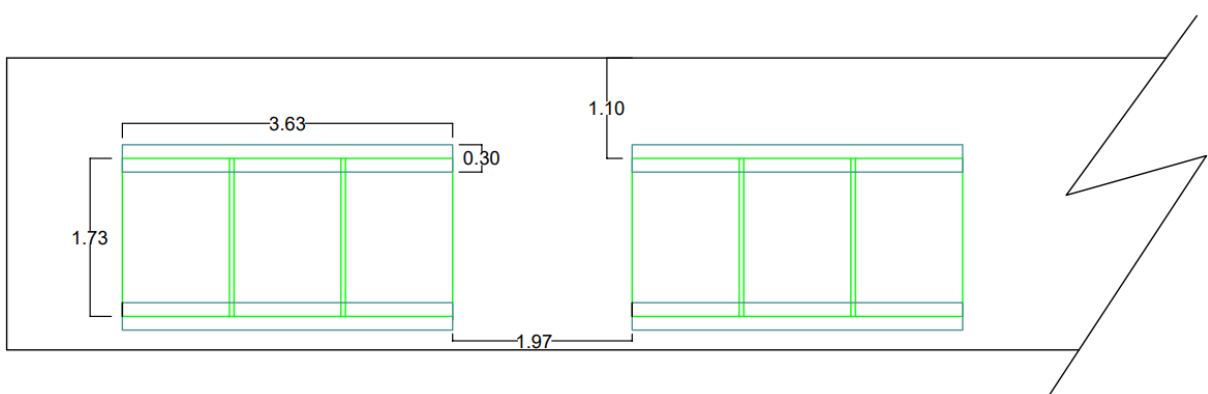


Figura 2.6: Montaje de la batería de colectores. Medidas en metros.

De igual forma, profundizando sobre las características específicas del sistema de acumulación mencionado en la Sección 2.2.2. El elemento de almacenamiento de energía

térmica constará de un acumulador de doble serpentín *Kodsan - KBD1000* del cual se presentan las características en el listado a continuación:

- $V_{acumulacion}$: 1000 *lt.*
- Diámetro/Altura: 1000 *mm*/2070 *mm.*
- Recubrimiento Exterior: *Cuero Artificial / IXPE / ABS.*
- Aislamiento: *Soft PU 80 mm*/18 $\frac{kg}{m^3}$.
- Rango de Capacidad: 4,2-172,5 *kW.*
- Temperatura Máxima de Operación: 95°C.
- Presión máxima: 10 Bar.
- Pérdida de Energía: 4,64 $\frac{kWh}{d}$.
- Peso bruto: 417 Kg.
- $D_{serpentin} = 1\ 1/4''$

2.2.5. Disposición de los colectores respecto al sol

Los colectores solares serán el primer vínculo de conexión entre la fuente de energía primaria radiativa, proveniente del sol y el SST. Es por esto que un análisis detallado de la posición, orientación y cálculo de sombras se vuelve crucial para un correcto aprovechamiento de los colectores y un buen rendimiento global del sistema.

Se realizará un breve análisis de la energía acumulada anual en función de la posición relativa de los paneles acumuladores sin profundizar en detalles que exceden el objetivo del proyecto. Para más especificaciones sobre el procedimiento de cálculo se puede consultar el Anexo 7.3 o para aún más profundidad, el contenido de la referencia [4] a partir del cual se extrajo el material fundamental para el enfoque de los cálculos.

Se dispone de datos para irradiación horaria global en plano horizontal, directa de incidencia normal y difusa en plano horizontal (*GHI*, *DNI* y *DHI* respectivamente) generados por equipos montados sobre un seguidor solar fino de la estación del LES en Salto (*Latitud* = $-31,2727^\circ$; *Longitud* = $-57,8909^\circ$) durante el 2017. Por lo tanto, se realizará un análisis numérico a partir de estos y se extrapolarán los datos a la ubicación en cuestión, contenida en un radio de 500km de la estación de medida.

A continuación se presentará brevemente cómo se relacionan las tres magnitudes de irradiación y como se realiza el transporte de irradiancia a un receptor inclinado. Para más profundidad en el fundamento se adjunta también el Anexo 7.3.

$$GHI = DHI + DNI * \cos(\theta_z) \quad (2.3)$$

En la Ecuación 2.3, θ_z representa el ángulo que se forma entre la normal al plano y el segmento observador-sol; sin embargo, cuando se dispone de un plano inclinado, es fácil visualizar como aparece una tercera componente de energía reflejada y cambia la componente directa, esto se observa claramente en la Figura 2.7.

Luego, se observa cómo la Ecuación 2.3 se modifica, variando el valor de cada uno de los presentes términos y adicionando un término de reflexión, como se observa en la Figura 2.7 del lado derecho, llegando así a la Ecuación 2.4.

$$G_i = D_i + DNI * \cos(\theta) + G_{ri} \quad (2.4)$$

La componente directa, se corrige por el ángulo θ ; la porción reflejada, suponiendo la presencia de un plano infinito y difuso, se tendrá $G_{ri} = GHI * \rho_{suelo} * F_{suelo-panel}$, donde el

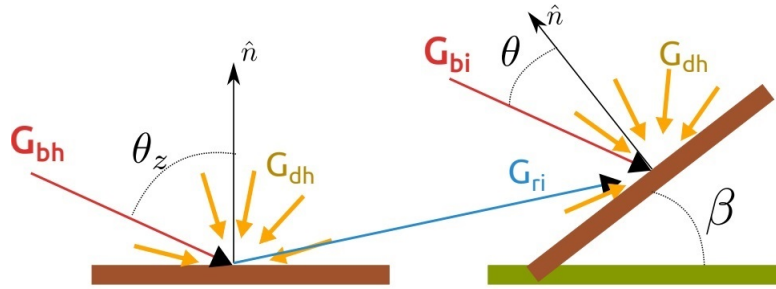
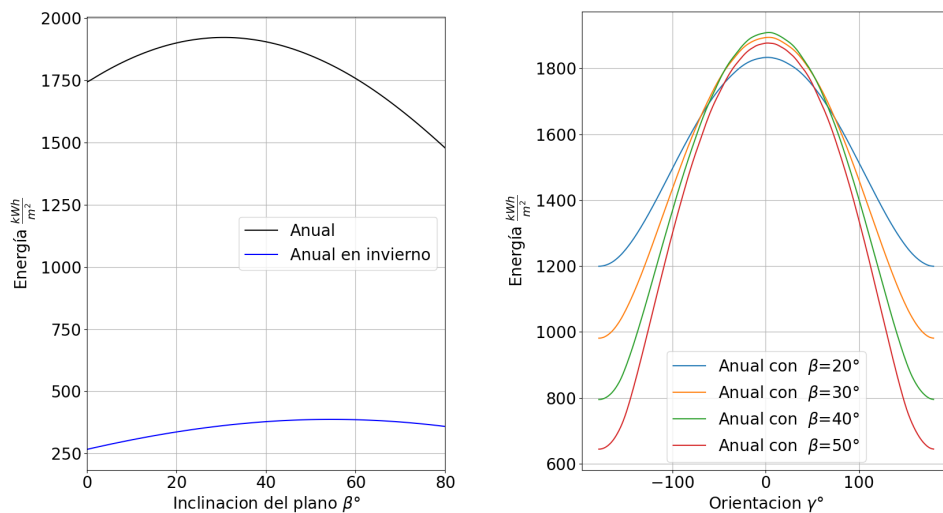


Figura 2.7: Componentes de la radiación global horizontal y en plano inclinado. Imagen de la ref. [4]

último multiplicando corresponde al factor de vista entre el suelo y el panel que bajo las hipótesis planteadas $F_{suelo-panel} = \frac{1-\cos(\beta)}{2}$. Por último se podría simplificar el problema y aproximar la porción de difusa suponiendo que esta incide de forma isotrópica, es decir que incide de todas direcciones por igual, sin embargo este no es el caso ya que se sabe que la radiación difusa tiene una gran incidencia en la componente circumsolar (direcciones allegadas al sol) y en una menor porción también influye un efecto de brillo del horizonte. En diversas fuentes se encuentran métodos complementarios para modelar tal efecto, en este caso se utilizará el modelo Hay-Davis-Klucher-Reindl (HDKR) [34].

Finalmente, el ángulo cenital puede obtenerse mediante una relación directa entre el día ordinal y magnitudes relacionadas a la posición relativa del observador y la hora del día. Teniendo presente lo comentado, se puede parametrizar la energía acumulada anual para un plano inclinado en función de la inclinación del mismo respecto al suelo, suponiendo que este se orienta al norte, y aproximando una reflectividad del suelo como un valor genérico $\rho_g = 0,4$. Así es que se presenta la Figura 2.8a. Un problema del mismo índole es la orientación cardinal del colector, por lo que también se adjunta 2.8b.



(a) Energía anual según inclinación (b) Energía anual según orientación

Analizando la Figura 2.8a se observa claramente un máximo en la energía acumulada anual para un ángulo de alrededor de $\beta \approx 32^\circ$, muy coincidente con el absoluto de la latitud del sitio, sin embargo si se analiza el desempeño únicamente en invierno (cuando

la energía incidente será menor) se observa un máximo rondando $\beta \approx 55^\circ$. Teniendo tales consideraciones en mente se decide utilizar un valor intermedio de $\beta = 40^\circ$.

Adicionalmente, para distintos ángulos de inclinación se grafica la energía acumulada anual según la orientación cardinal. En el gráfico 2.8b se visualiza cómo las curvas de nivel se maximizan cercano a la dirección *N*; si bien lo ideal sería que estuvieran en exactamente esta dirección, por impedimentos en el espacio físico y considerando factores estéticos de la edificación final, los colectores se desvían del *N* 15° hacia el este, estando así igual orientados que la edificación. Teniendo en cuenta nuevamente los datos de referencia, se concluye que desviando 15° al este las baterías de colectores, la energía acumulada anual será un 99% de lo que sería en la orientación óptima. Con este cálculo se concluye que la decisión no representa una pérdida de energía comprometedor para la instalación.

2.2.6. Configuración

Durante el diseño de la instalación se contactaron diversos profesionales en el área, con extensa experiencia en instalaciones como la presente. En tales asesorías se replanteó el diseño y las prioridades de disposición, teniendo en cuenta dificultades de puesta en práctica que serían indetectables desde el enfoque teórico. Uno de los aspectos fundamentales que se destaca es buscar simplicidad de la instalación, implicando esto una alta robustez en la misma y garantizando un mejor funcionamiento.

Se propone realizar un sistema a medida, con circulación forzada en el primario e intercambiador indirecto interno al sistema de acumulación. El sistema de acumulación se mantendrá separado de la batería de colectores; el circuito primario es cerrado (sin contacto con la atmósfera) y se mantendrá, en primera instancia, lleno en todo momento, prosiguiendo en el estudio posterior a utilizar un sistema con drenaje interior. Cabe aclarar nuevamente, que el sistema Drainback no es aceptado para sistemas a medidas por las ETUS, por lo que esa segunda instancia será siguiendo el estudio realizado y no por las normativas ETUS.

2.2.7. Condiciones de operación y dimensionamiento del vaso de expansión

Con el objetivo de determinar los parámetros funcionales del sistema, se comienza por analizar las magnitudes máximas soportadas por el mismo.

El fabricante del colector estipula una temperatura de estancamiento de 201°C , mientras que la temperatura de preparación del sistema de apoyo se define en 50°C . Luego, las temperaturas máximas y mínimas están definidas en la sección 04.1.2 de ETUS y por la temperatura de estancamiento.

El sistema de expansión constituye la protección del SST frente al aumento de presión ocasionado por el calentamiento solar y por la exposición del fluido de trabajo a la radiación solar, durante largos períodos de tiempo. Como fue planteado en la Sección 1.6.4, el vaso de expansión es el responsable de absorber las variaciones de volumen que sufre el fluido debido, tanto a la dilatación térmica como al vapor formado, manteniendo así la presión del sistema en un rango admisible y superior a la presión atmosférica, manteniendo la presencia de aire por fuera del circuito. [21]

La presión del sistema será ajustada de forma tal que nunca se llegue a la presión crítica de ninguno de los componentes del mismo. Para ello se diseña el vaso de expansión para que mantenga un rango de presiones en el sistema, que cumpla con la condición establecida. En caso de superar dichas presiones, se contará con un sistema de válvulas de seguridad, cuya presión de tarado garantiza la protección de los equipos. Es necesario definir las máximas y mínimas presiones en el sistema.

En la Tabla 2.2 se especifican las presiones máximas de cada componente del circuito primario considerado.

Componente	Presión máxima (bar)
Colectores solares	10
Acumulador	10
Bomba	10
Tuberías	>10

Cuadro 2.2: Presiones máximas de los componentes del circuito primario.

El vaso de expansión correspondiente al circuito primario, se diseñará habilitando la formación de vapor en el circuito. Esto se debe a que, imponiendo la temperatura de estancamiento como temperatura máxima del circuito primario ($T = 201^{\circ}\text{C}$), la presión de formación de vapor a dicha temperatura será en el entorno de $P_{vap} = 15 \text{ bar}$ para la mezcla seleccionada. Considerando que la presión del sistema variará entre $P_{sist} = [2,6 : 5,4] \text{ bar}$, la formación de vapor será un escenario posible.

El sistema de expansión posee un volumen determinado por un conjunto de factores asociados al comportamiento del fluido en condiciones de funcionamiento. En primer lugar, se debe considerar el volumen de fluido que se adiciona al total debido a la dilatación del mismo, V_d . Por otro lado, debe considerarse el volumen de vapor que aparece en condiciones de estancamiento en la zona de colectores y tuberías aledañas, V_v . Por último, se debe tomar en cuenta un volumen de reserva para condiciones en las cuales la temperatura del fluido caiga por debajo de la que poseía en el llenado, y se de una contracción del mismo (V_r) o para cubrir ciertas pérdidas de fluido. [21][9]

Teniendo en consideración la presencia del gas en el vaso de expansión, que se comprime al ingresar el fluido, el mismo no puede llenarse por completo. Por dicha razón, el volumen del vaso deberá ser mayor a la suma de los tres volúmenes mencionados. Dicho incremento se contabiliza con el denominado coeficiente de presión CP , a partir del cual se considera el rango de presiones del sistema. La Ecuación 2.5 ilustra el cálculo del volumen nominal del vaso de expansión.

$$\begin{aligned}
 V_u &= V_d + V_v + V_r \\
 V_n &= V_u * CP \\
 CP &= \frac{P_{max} + 1}{P_{max} - P_{min}} \tag{2.5}
 \end{aligned}$$

El volumen de dilatación se calcula considerando el volumen total contenido en el circuito primario (tuberías + colectores + intercambiador de calor), ajustado con el coeficiente de expansión del fluido de trabajo. Para el caso de agua con glicol se utiliza

$CE = 0,085$.

Por otro lado, el volumen de vapor se obtiene a partir del volumen acumulado por los colectores solares (dato del fabricante), así como el presente en las tuberías que se ubican por encima de la parte inferior de los colectores.

El volumen de reserva se obtiene, a partir de ciertos criterios, considerando un caso extremo de referencia con una elevada diferencia de temperaturas entre la correspondiente al llenado y la temperatura mínima alcanzable por el fluido de trabajo. [21] Según lo planteado por [9], el caso extremo recae en utilizar un 3% del volumen total del sistema, siendo dicho valor siempre superior a 3 lt.

Adicionalmente, la presión mínima se debe considerar entre 0,5 y 1,5bar por encima de la presión atmosférica. La presión máxima se obtendrá como $P_{max} = \min(0,9 * P_{vs}; P_{vs} - 0,5bar)$, siendo en este caso $P_{vs} = 6 bar$, la presión de tara de la válvula de seguridad. [9]

La presión mínima en el sistema de expansión se obtuvo imponiendo una presión de 2bar en el punto más alto de la instalación y considerando una diferencia de cotas de 5,81m entre el punto más alto y el más bajo del circuito primario.

Volumen nominal [l]	V_d [m]	V_v [l]	V_r [l]	P_{max} [bar]	P_{min} [bar]	P_{ini} [bar]
37,3	3,1	14,7	3,0	5,4	2,6	3,0

Cuadro 2.3: Variables para el dimensionado del sistema de expansión.

A partir de los datos de la Tabla 2.3 se obtiene el volumen nominal del vaso de expansión y a su vez se corrobora la desigualdad que plantea la normativa ETUS $CP > 2$, siendo $CP = 2,28$. [14]

$$V_n = 37,3 \text{ lt}$$

A partir del volumen obtenido se debe seleccionar un vaso de expansión de los presentes en plaza. Se seleccionó el vaso de expansión GL SUN de 50 lt, que contempla el volumen calculado y deja un margen de seguridad. En la Figura 2.9 se ilustra el vaso seleccionado.



Figura 2.9: Vaso de expansión seleccionado. Imagen extraída de [35].

2.2.8. Circuito hidráulico

El diseño hidráulico del sistema consiste en la selección del trazado de tuberías y valvulería a utilizar, que garanticen el correcto funcionamiento del sistema, incurriendo en pérdidas de carga mínimas. Este proceso implica una cuidadosa evaluación de los requisitos de flujo y presión, así como la consideración de factores como la temperatura del fluido y las condiciones de operación. Además, se debe tener en cuenta la elección de materiales resistentes a la corrosión y al desgaste, así como la implementación de estrategias de mantenimiento preventivo para garantizar la durabilidad y eficiencia a largo plazo del sistema hidráulico. Un diseño bien elaborado no solo minimiza las pérdidas de carga, sino que también contribuye a la confiabilidad del sistema en su conjunto, asegurando un suministro constante y óptimo de ACS.

El material de las tuberías seleccionado es cobre. En consultas con técnicos versados en este tipo de instalaciones se sugirió el uso del cobre debido a que es la opción que mejor soporta las condiciones extremas de operación de temperaturas y presión, alcanzadas principalmente en los meses de verano.

La selección del diámetro de la tubería se realiza en base a lo establecido por las ETUS. Considerando que el caudal por el circuito primario $Q_{pri} = 660 \text{ lt/h}$, se acude a la Ecuación 2.6.

$$v = \frac{4Q_{pri}}{\pi d_i^2} \quad (2.6)$$

Se debe seleccionar un diámetro de tubería d_i que garantice la condición $0,3 \text{ m/s} \leq v \leq 3 \text{ m/s}$ y que cumpla con lo establecido por la Ecuación 2.7 respecto a la pérdida de carga unitaria por metro lineal de tubería (PC_u), obtenida de la referencia [9].

$$PC_u = 6819 \left(\frac{v}{145} \right)^{1,852} \times d_i^{-1,167} \leq 40 \text{ mm.c.a./m}^1 \quad (2.7)$$

Mediante un proceso iterativo de selección de diámetro y chequeo de parámetros con las desigualdades planteadas, finalmente se utilizan tuberías de $7/8'' \times 1,14 \text{ mm}$ y $3/4'' \times 1,7 \text{ mm}$ de cobre (para Q_{pri} y $\frac{Q_{pri}}{2}$ respectivamente), que arrojan valores de velocidad y PC que cumplen con los rangos establecidos por las referencias para ambas magnitudes, esto se puede verificar en el Tabla 2.5.

En la Figura 2.10 se observa una vista en planta del circuito hidráulico de la instalación solar térmica. En el Anexo se halla el plano completo.

El diseño se realizó considerando el espacio disponible, así como la configuración óptima respecto a las pérdidas de carga. Se diseñó el circuito considerando el equilibrado de caudales por las baterías, por simetría. Es decir, se busca que los flujos por ambas baterías sean sometidos a las mismas pérdidas de carga, recorriendo las mismas distancias desde el punto en que se separan hasta que se unen nuevamente. En la Figura 2.11 se observan los tramos acotados que, por simetría, aseguran el equilibrio de caudales.

Se siguieron las pautas indicadas por las ETUS en relación al uso de válvulas. La Tabla 2.4 muestra los tipos de válvulas utilizadas y su colocación.

Asimismo, se colocó una válvula de purga de aire en la batería de colectores, cuyo objetivo es eliminar el aire de las tuberías de los colectores durante el llenado. La misma se halla aislada por una válvula de corte. A la salida del sistema auxiliar se colocó una

¹*mm.c.a* := milímetros de columna de agua

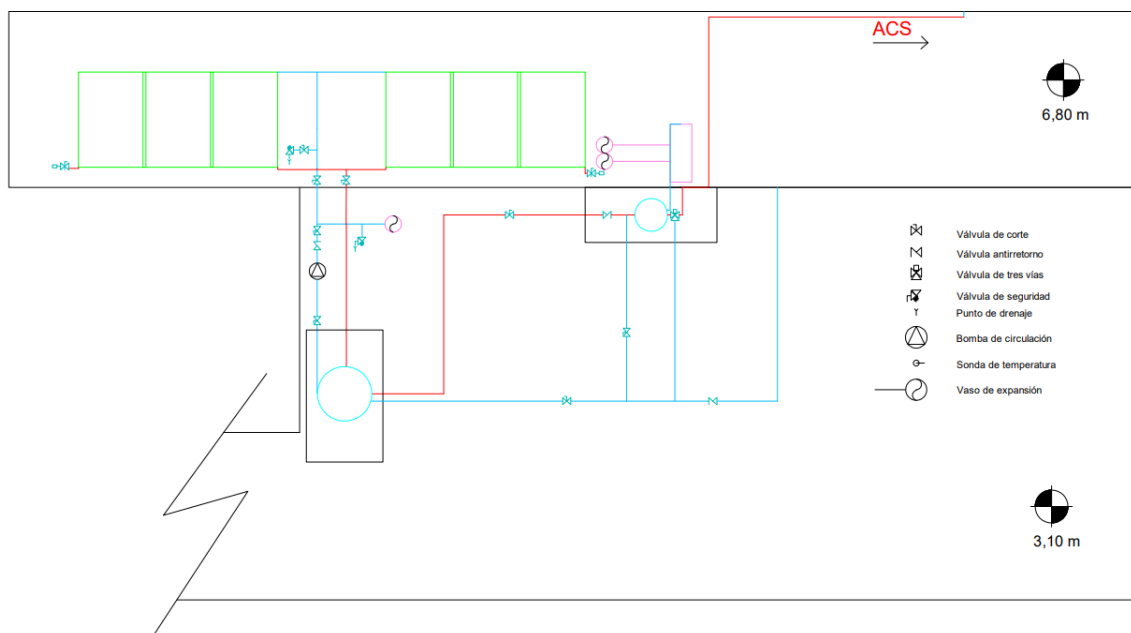


Figura 2.10: Vista en planta del circuito hidráulico de la instalación.

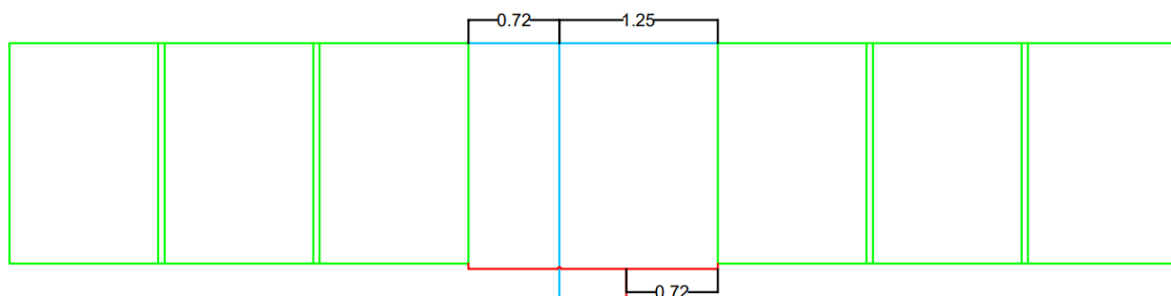


Figura 2.11: Distribución del caudal en las baterías de colectores.

válvula termostática, la cual mantiene la temperatura de consumo de agua por debajo de 50°C .

En cuanto a la aislación térmica del sistema, se optó por utilizar el procedimiento simplificado propuesto por ETUS. En este se estipula un espesor mínimo de aislante de 18 mm para tuberías exteriores de diámetro menor a 35 mm (como es el caso), con una conductividad de referencia de $0,04 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$. Siguiendo esta recomendación, se selecciona un aislamiento de polietileno expandido de 20 mm de espesor y conductividad de $0,032 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$. Cumpliendo los requisitos del procedimiento simplificado no se debe realizar un cálculo de pérdidas térmicas debido a que estas condiciones son suficientes para que las pérdidas se mantengan por debajo de un 5% del total. A su vez, para proteger al material del deterioro por radiación y condiciones ambientales se utiliza folio de aluminio, el cual se coloca envolviendo totalmente las tuberías con el aislamiento.

Por otro lado, con el fin de aislar el acumulador, ETUS sugiere en las mismas condiciones de conductividad, un espesor de 50 mm. El acumulador seleccionado dispone de fibra de vidrio (de conductividad promedio $0,037 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$) con un espesor de 80 mm lo cual sobrepasa las exigencias mínimas de la normativa. Es importante recalcar que en diversas

Válvula de corte	Válvula de seguridad	Válvula antiretorno
<ul style="list-style-type: none"> ■ Entrada del agua fría a la batería de colectores. ■ Salida del agua caliente de la batería de colectores. ■ Entrada y salida del sistema de acumulación. ■ Salida bomba. 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Entrada de agua fría a la batería de colectores. ■ Sistema de expansión. 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Salida bomba (previo al sistema de expansión).

Cuadro 2.4: Válvulas utilizadas en la instalación.

conversaciones con personas con amplia experiencia en estas instalaciones, subrayaron la importancia del buen dimensionado y colocación del aislamiento, ya que es fundamental en el funcionamiento de la instalación. Ejecutarlo con precisión desde sus fases iniciales conlleva la prevención de costos futuros asociados al mantenimiento.

2.2.9. Cálculo de Pérdidas de carga y dimensionamiento de la bomba

Para un correcto dimensionamiento de la bomba se calculan las pérdidas de carga totales de la instalación, presentándose estas a continuación en las tablas de pérdidas de carga distribuidas 2.5 y localizadas 2.6, haciendo referencia a los tramos de tuberías visibles en la Figura 2.12.

Tramo N°	Longitud [m]	Caudal [l/h]	$D_{ext}[mm]$	$D_{int}[mm]$	Velocidad [$\frac{m}{s}$]	$\frac{mm \text{ c.a.}}{m}$	$\frac{mm \text{ c.a.}}{\text{tramo}}$	mm c.a (acum)
1-2	9,885	660	22,22	19,94	0,59	24,36	240	240
2-3	8,82	330	19,05	15,65	0,48	21,96	193,7	433,7
3-4	9,58	660	22,22	19,94	0,59	24,36	233,4	667,1

Cuadro 2.5: Pérdidas de carga distribuidas de la instalación.

A modo de verificación del método de cálculo presentado en la Ecuación 2.7 se calculan las pérdidas de carga distribuidas por el método convencional. Considerando las propiedades del anticongelante y del cobre como $\nu_{Glicol-30\%-70^{\circ}C} = 0,8 \times 10^{-6} Pa.s$ y $\epsilon_{Cobre} = 0,0015mm$, se llega a $Re_{Q_{total}} = 1,5 \times 10^4$ y $Re_{\frac{Q_{total}}{2}} = 9,4 \times 10^3$. Luego, con estos valores y el “Ábaco de Moody” se obtienen los siguientes coeficientes de pérdida de carga distribuida: $f_{Q_{total}} = 0,028$ y $f_{\frac{Q_{total}}{2}} = 0,031$. Finalmente, se aplica la siguiente ecuación para el cálculo de pérdida de carga por metro de longitud de cañería $PC = f \frac{1}{D} \frac{v^2}{2g}$ y así se tiene $PC_{1-2} = PC_{3-4} = 24,9 \frac{mm \text{ c.a.}}{m}$ y $PC_{2-3} = 23,3 \frac{mm \text{ c.a.}}{m}$, siendo valores muy similares

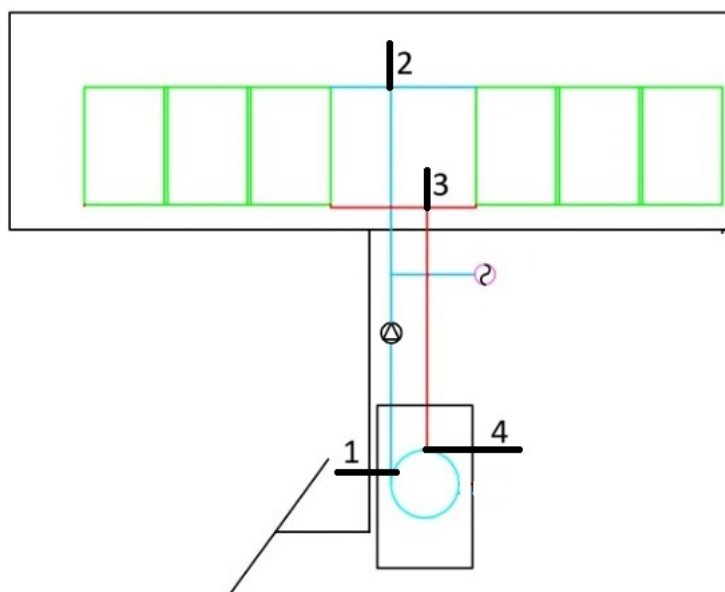


Figura 2.12: Tramos de tuberías seleccionados para el cálculo.

a los obtenidos mediante el método de calculo planteado de la referencia (ver Tabla 2.5, donde el siguiendo el calculo sugerido por la referencia [14] $PC_{1-2} = PC_{3-4} = 24,36 \frac{mm.c.a}{m}$ y $PC_{2-3} = 21,96 \frac{mm.c.a}{m}$).

Tramo N°	$\frac{mmc.a}{m}$	Reducc.	Codos	Tes	Válvulas	$L_{eq}(m)$	$\frac{mmc.a}{tramo}$	mm c.a (acum)
1-2	24,36	0	6	2	4	35,0	851,7	851,7
2-3	21,96	2	5	0	0	3,38	74,33	926,0
3-4	24,36	0	7	0	1	12,59	306,75	1232,7

Cuadro 2.6: Pérdidas de carga localizadas de la instalación.

Es de destacar que en ambos cuadros, al haber considerado el equilibrado de caudales por simetría, la pérdida de carga del tramo 2–3 puede ser calculada tanto por el “pulmón” izquierdo o derecho de la instalación. En la Tabla 2.6, el cálculo de longitud equivalente se obtiene a partir del Cuadro 6.1 del manual de la referencia [9], donde se presenta un valor de pérdida de carga para codos, Tes, válvulas o reducciones, en función del diámetro de la cañería. A dichas pérdidas de carga localizadas, se les asigna un valor de longitud equivalente, el cual debe ser tenido en cuenta en el total de longitud de las tuberías.

Adicionalmente, se calcula la pérdida de carga aportada tanto por la batería de colectores como por el acumulador: la primera, se obtiene a partir de un informe de ensayo proporcionado por el fabricante del colector [36] y la curva de caída de presión en función del caudal se presenta en la Figura 2.13, de donde se tiene, para el caudal circulante de un colector, $PC_{colector@V=110 \frac{l}{h}} = 16,3 mm.c.a.$

Luego, con la pérdida de carga del colector, la $PC_{bateria}$ se aproxima a partir de la aportada por el pasaje por un colector más la perdida de carga distribuida aportada por el largo total de cañería de la batería. Dicho resultado se multiplica por un factor de seguridad de 1,5.

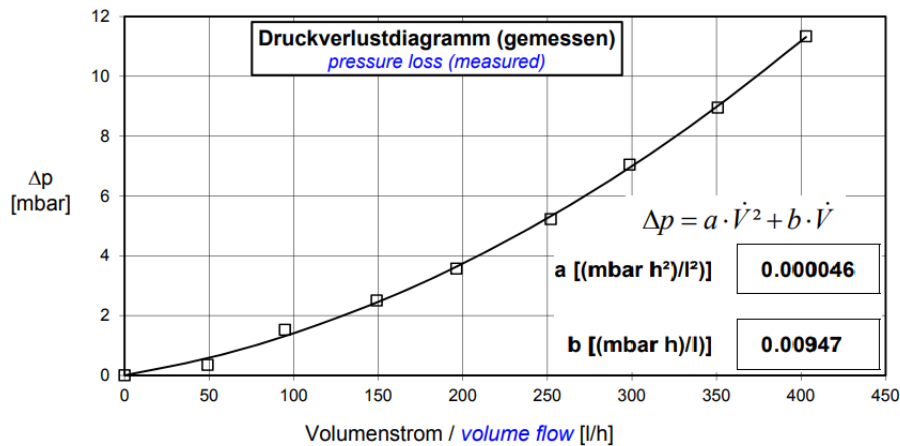


Figura 2.13: Caída de presión en función del caudal circulante correspondiente al colector *BURAL SOLAR SAN HP270*. Gráfica de la fuente [36]

La pérdida de carga del serpentín intercambiador de calor del acumulador debería también venir tabulada en función del caudal por el proveedor. En ausencia de tal información se realizan cálculos aproximados para el acumulador disponiendo de las dimensiones del serpentín, donde $PC_{acumulador} = 134 \text{ mm c.a.}$

Contabilizando el total de pérdidas de carga de la instalación, se llega un valor de $PC_{circuito} = 2,1 \text{ m c.a.}$

Respecto a la selección de la bomba, se debe dimensionar para los parámetros ya mencionados de carga y caudal así como se debe considerar la presión y temperatura máxima de operación, dado que es un circuito presurizado y de relativamente altas temperaturas. Conseguir en el mercado una bomba que aporte a la instalación exactamente la carga necesaria para el caudal de diseño es un ejercicio difícil, considerando la baja potencia de estos dispositivos. En caso de seleccionar una bomba que aporta mayor carga para el caudal de diseño, se impone una pérdida de carga con una válvula (de compuerta por ejemplo) de forma que la instalación funcione al caudal deseado. Con esto presente, se selecciona una bomba de marca DAB modelo VA 55/180 cuyas curvas de operación se observan en la Figura 2.14. Dicha bomba funciona a presiones de hasta 10 bar y 100°C, a su vez cuenta con 3 velocidades de funcionamiento. Para esta instalación se propone utilizar en la velocidad media, para la cual aporta una carga de 3,4 *m.c.a* por lo que se debe agregar una pérdida de carga, como fue mencionado anteriormente. Para esta velocidad el consumo máximo de potencia es 58W, por lo que este parámetro no representa limitaciones.

2.2.10. Sistema de energía auxiliar o de apoyo

El sistema de energía auxiliar empleado, es una bomba de calor centralizada con acumulación, que ya se encuentra en operación en el residencial. El modelo con el que se cuenta es el NDE-C30-HHW de PHNIX, el cual aporta 9,1 kW de energía térmica en condiciones nominales, mientras que el tanque de acumulación instalado es el mismo que el seleccionado en la instalación solar, de marca Kodsan de 500 *lt* con intercambiador incluido. El sistema está regulado para que la temperatura mínima de consumo sea 45°C

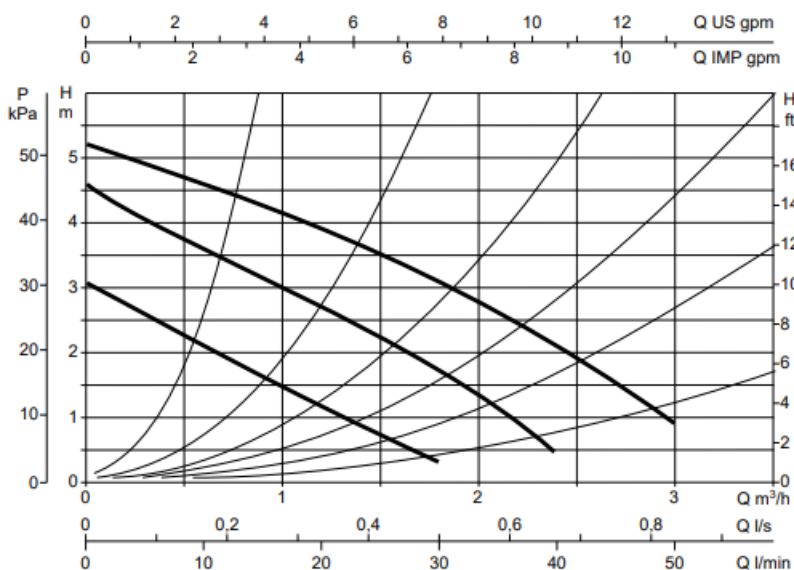


Figura 2.14: Curvas de funcionamiento de la bomba seleccionada.

y una máxima de 50°C.

2.2.11. Sistema eléctrico y de control

El sistema de control propuesto es de tipo control diferencial, el más utilizado para estos diseños en Uruguay debido a su sencillez. El controlador elegido es de la marca SELTRON modelo SGC16; tiene lectura de hasta seis medidores de temperatura, y comando para una bomba hidráulica. Para la presente instalación de diseño es suficiente con utilizar una sonda de superficie colocada en la salida de colectores, y una sonda de inmersión en el tanque acumulador.

Como se ha explicado previamente en la Sección 2.2.2, se emplea un acumulador con una capacidad de 1000 litros. Considerando el funcionamiento proyectado de la instalación, hay dos escenarios que se quieren evitar para proteger y optimizar la instalación. El primero, es que la temperatura dentro del acumulador sea menor a la permitida para la operación. Acorde al manual proporcionado por el fabricante, la temperatura máxima permitida es 95°C por lo que se quiere evitar llegar a este valor. Como el intercambio de calor es interno al acumulador y de tipo serpentín, por sugerencia de ETUS para estos casos el sensor de temperatura se coloca a una altura media del tanque. También se debe proporcionar un margen de seguridad debido a la estratificación en el acumulador (dado que el sensor se encuentra a mediana altura), por lo que se setea el funcionamiento para temperaturas sensadas de hasta 85°C. En segundo lugar, se busca optimizar el uso del sistema primario y tenerlo en funcionamiento solo cuando se está absorbiendo determinada cantidad energía, y también evitar pérdidas de energía por la circulación en colectores en los momentos de baja temperatura ambiente. Nuevamente, la normativa plantea que la circulación en el primario se detenga siempre que la diferencia entre la salida de colectores y el acumulador sea mayor a 2°C, y retome funcionamiento cuando ésta sea mayor a 7°C. El controlador viene configurado para frenar con esta diferencia de temperaturas por debajo de 4°C y retomar por encima de 7°C. En resumen, los comandos para accionar/detener

la bomba son los siguientes:

- Si la temperatura detectada por el sensor en el acumulador es mayor o igual a 85°C se detiene la circulación para no alcanzar la temperatura máxima del tanque. Se vuelve a accionar una vez esta sea menor a 80°C .
- Si la diferencia de temperatura entre la salida de colectores y el tanque de acumulación es menor a 4°C apaga la bomba, y se vuelve a accionar cuando esta diferencia sea mayor a 7°C .

2.2.12. Montaje de la batería de colectores solares

Como fue mencionado previamente, la inclinación y orientación de los colectores solares son parámetros de importancia en el rendimiento de instalaciones solares térmicas. Dichos parámetros se implementan, en la práctica, en un correcto sistema de sujeción y montaje de los colectores.

Los colectores solares a instalar se colocarán en el techo indicado en la Figura 2.3, es decir sobre una superficie horizontal. El montaje de los mismos se realiza sobre un soporte metálico. Este último debe garantizar la orientación seleccionada de los colectores: 15° respecto al norte y 40° de inclinación respecto al suelo, así como la correcta sujeción de los mismos. Por otra parte, deberá soportar todas las cargas mecánicas impuestas, ya sea por los colectores, o por otras acciones externas, como ser la acción del viento.

Al estar colocado sobre un techo, debe considerarse en el diseño la máxima ligereza posible para evitar sobrecargas en el mismo, manteniendo las propiedades mecánicas requeridas para soportar las cargas externas.

El diseño planteado es el visible en la Figura 2.15, el cual proviene de un distribuidor local. El marco está formado por perfiles tipo L de aluminio anodizado, así como las piezas de acople. [37]

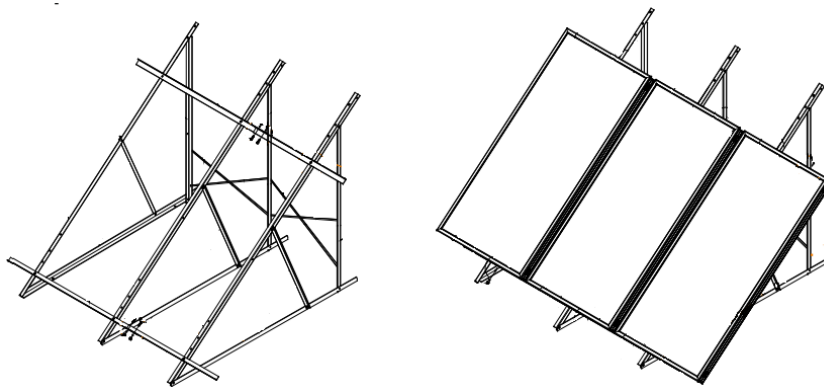


Figura 2.15: Estructura de sujeción de las baterías de colectores solares. Imagen extraída de [37].

Unas de las principales acciones a las que se someten dichas estructuras, es la proveniente del viento. Para mitigar su impacto, se plantea la colocación de piezas de hormigón que soporten el peso de las estructuras de aluminio y los colectores.

Con el objetivo de analizar las cargas que impone el viento y diseñar las piezas de hormigón a colocar se plantea un desarrollo analítico del efecto de la acción del viento

sobre colectores solares, partiendo de lo estipulado en las referencias [16], [38] y [39]. Las ETUS indican en su Sección 2.2.3: “La acción del viento estará determinada conforme a la norma UNIT 50”. [14]

2.2.12.1. Acción del viento sobre colectores solares

La acción del viento impone un efecto de elevada importancia en el diseño de estructuras de sujeción de colectores solares, ya que puede llegar a provocar daños irreparables en la instalación si es despreciada en el diseño. Las cargas mecánicas asociadas al viento conllevan cierta complejidad a la hora de caracterizarlas, ya que son altamente dependientes de la geometría de la instalación en consideración. En esta sección se plantea un modelo analítico que busca considerar los aspectos fundamentales que inciden en la interacción del viento con los colectores solares. Se debe lograr un diseño que minimice los costos asociados, manteniendo las condiciones de seguridad de la instalación.

Como plantea [40], Uruguay se localiza en una región sudamericana caracterizada por la aparición de tormentas convectivas, las cuales son responsables de fuertes vientos (como ser tornados y tormentas convectivas visibles en la Figura 2.16). A su vez se encuentra en una zona de aparición de ciclones extratropicales, también responsables de la presencia de vientos de altas velocidades.



(a) Tormenta convectiva en el Río de la Plata, 2002.



(b) Tornado en Colonia, año 1988.

Figura 2.16: Fuertes vientos en Uruguay. Imágenes extraídas de [38].

El viento se comporta de forma compleja cuando se trata su interacción con construcciones. Según lo explicitado por [38], a partir de la Norma UNIT 50-84, se deben considerar los siguientes parámetros en su estudio:

- La topografía del lugar.
- La rugosidad del terreno corriente arriba sobre la velocidad del viento.
- La altura.
- Las dimensiones del elemento a considerar.

La referencia estudiada continúa el análisis indicando que la velocidad del viento en la ubicación de los colectores se calcula como se presenta en la Ecuación 2.8. Dicha ecuación

pondera un valor de velocidad característica del lugar donde se ubican los colectores, v_k , con una variedad de coeficientes que consideran los parámetros mencionados.

$$v = K_t * K_z * K_d * K_k * v_k \quad (2.8)$$

El coeficiente K_t considera la topografía de la ubicación en estudio. Por otra parte, el parámetro K_z representa la variación de la velocidad con la altura vertical, así como la rugosidad del terreno en consideración. El parámetro K_d refiere a la geometría del objeto en estudio, en este caso los colectores solares, y el K_k es un factor de seguridad relacionado a la vida útil de los colectores solares. [16]

De acuerdo a la norma UNIT 50-84 la velocidad v_k es “la velocidad media de una ráfaga de 3s de duración medida a una altura de 10 metros sobre el terreno, en campo plano, abierto y sin obstáculos que tiene una probabilidad de 0,05 de ser excedida en cualquier año (período de referencia: 20 años)”. Para Uruguay, recomienda utilizar un valor de $v_k = 43,9m/s$. [39]

De acuerdo a lo presentado en la referencia [41], el factor K_t se considera de valor 1.0, despreciando el efecto de la topografía del lugar. Por otro lado, el punto más alto del colector solar se ubicará a una altura entorno a los $z = 8,65m$ (dependiendo de la altura de la pieza de hormigón), por lo que, considerando lo indicado por la norma, para una rugosidad tipo II ², el factor $K_z = 0,879$. El factor K_d se obtiene a partir de los gráficos de la norma indicada [39], considerando el área de los colectores y la rugosidad del espacio, y da un valor $K_d = 0,977$.

Por último, considerando una vida útil de colectores de 20 años, el coeficiente $K_k = 1$.

A partir de lo anterior, la velocidad de diseño será $v = 37,7m/s$.

La fuerza producida por el viento se obtiene a partir de la Ecuación 2.9, dependiente de la presión dinámica ejercida por el viento q_z .

$$F = C * A * q_z$$

$$q_z = 0,5 * \rho_{aire} * v^2(z) \quad (2.9)$$

Donde C es un coeficiente de empuje del viento. A partir de lo especificado por [16], se considera $C = -1,7$, para el caso del viento interactuando con la parte trasera de los colectores.

Con lo cual se obtiene, para el área total de colectores, una fuerza $F = 11867 N$. Considerando una inclinación de 40° , se obtiene una fuerza vertical ascendente $F_y = 9091 N$ y una fuerza horizontal $F_x = 7628 N$. El peso del conjunto de colectores (3 por batería) será $P = 1177 N$, lo que arroja una fuerza neta $F_N = 7913 N$.

Siguiendo lo indicado en [16], se propone la colocación de piezas de hormigón que soporten las cargas de la batería de colectores.

El dimensionamiento de las piezas se puede realizar considerando las cargas que deben soportar, a partir de la fuerza neta indicada. Se propone el diseño de dos piezas, una delantera y una trasera, de iguales dimensiones. Considerando par nulo, la pieza trasera deberá soportar un total de $6264 N$, mientras que la delantera $3104 N$, por lo cual se diseña para la condición de mayor esfuerzo. La densidad del hormigón es $\rho = 2300 \frac{kg}{m^3}$, a

²Terreno plano o poco ondulado con obstrucciones bajas como setos o muros, árboles y edificaciones eventuales (altura media alrededor de 2m).

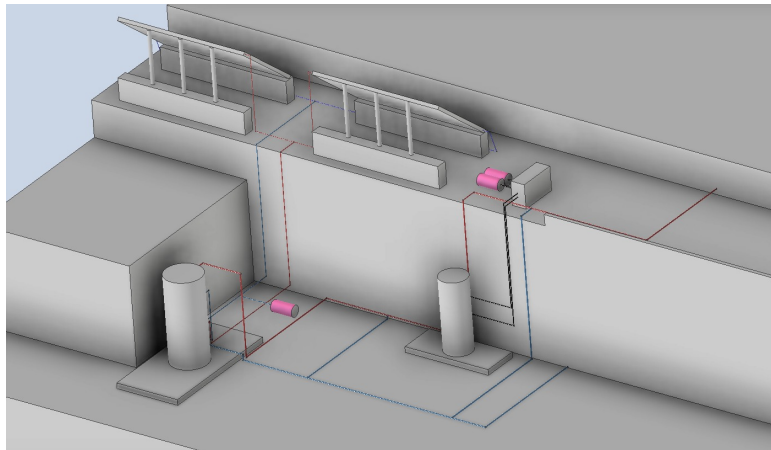
partir de la cual se obtiene el volumen total de la pieza. Para que cubra el total de cada batería deberá poseer un largo de $3m$, por lo que se propone que el área de las piezas de hormigón sea de $A = 60cm \times 30cm$. Este área provee a la instalación con un factor de diseño $FD = 2,35$.

El objetivo del análisis efectuado consiste principalmente en diseñar un método que soporte las cargas y evite que los colectores sean arrastrados por el viento. Considerando la dimensión de la instalación y amparando los cálculos con sugerencias e indicaciones de la referencia [38], se entiende que la resistencia mecánica de los colectores bajo la acción del viento queda contemplada por la utilización de soportes de aluminio de modelo estándar empleados a escala global. La forma de estudiar y efectuar un diseño mecánico de estos soportes, consistiría en ya sea, consultar especialistas en interacción viento-estructuras e ingenieros estructurales respecto al tema, o realizar pruebas en túnel del viento que caractericen la resistencia mecánica de los materiales utilizados bajo la acción del viento. [38]

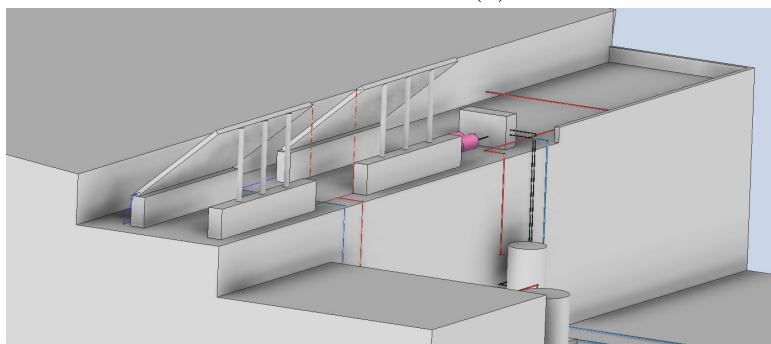
Un factor a considerar es la presencia de un muro de $1m$ de alto, próximo a la parte delantera de las baterías de colectores. Las ETUs establecen: “Para las sombras frontales (obstáculos que en planta forman un ángulo con el norte inferior o igual a 45°), se establece que la distancia d entre la parte baja y anterior del colector y un obstáculo frontal, que pueda producir sombras sobre la misma será superior al valor obtenido por la expresión $d = 1,7 * h$ donde h es la altura relativa del obstáculo en relación con la parte baja y anterior del colector”. [14] Considerando la altura impuesta a las piezas de hormigón de $60cm$, la altura relativa será $h = 40cm$, con lo cual $d > 68cm$. Con esta consideración, como se observa en la Figura 2.6, se estableció una distancia de $1,1m$ entre la batería de colectores y el muro mencionado.

2.3. Modelo 3D de la instalación

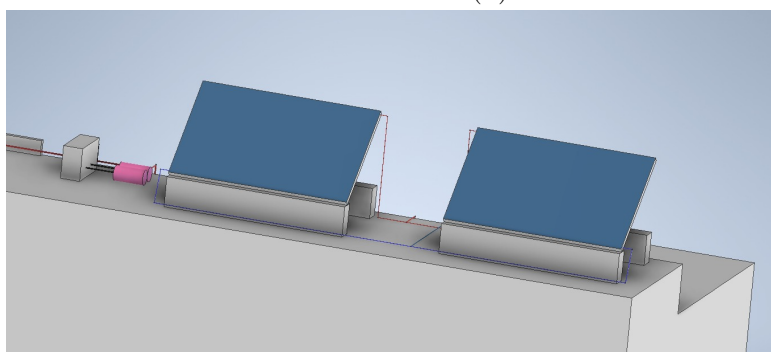
Con el objetivo de ilustrar con claridad ciertos aspectos del diseño destacados en el presente capítulo, se realizó un diseño tridimensional de la instalación. En la Figura 2.17 se observa dicho diseño, presentando los principales componentes de la instalación y su disposición espacial.



(a)



(b)



(c)

Figura 2.17: Diseño 3D de la instalación convencional.

2.4. Simulación térmica de la instalación solar

Con el objetivo de obtener un panorama de las temperaturas alcanzadas en el sistema, así como de la energía térmica disponible, se incursionó en una simulación de la instalación utilizando el software de modelación térmica *TRNSYS*.

La instalación se modela con sus componentes básicos: colector solar, acumulador con intercambiador de calor interno, bomba de circulación y sistema de control. El campo de colectores se modela como un único colector con el área total de captación, y el tanque acumulador se considera estratificado, con un total de 10 nodos, lo que implica discretizar el comportamiento del líquido en 10 volúmenes de temperatura homogénea cada uno. Más aún, se despreciaron pérdidas térmicas en tuberías para simplificar el modelado, y el software no considera la transferencia de calor por conducción a lo largo de las tuberías.

El modelado se realizó asegurando que la temperatura de salida a consumo sea siempre de $T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, tanto en casos de sobrecalentamiento (mezcla con agua fría) como en casos de subcalentamiento (utilización de energía auxiliar). El sistema de energía auxiliar se simula como un calentador instantáneo, y asegura que se alcance la temperatura estipulada de $T = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Mediante la misma se buscó modelar la temperatura impuesta por la bomba de calor en el sistema real.

Por otro lado, para prevenir situaciones de sobrecalentamiento, se colocó una válvula termostática, que regula la temperatura a la salida del tanque de acumulación, de forma tal que la misma no supere los $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. El agua de red alimenta el tanque acumulador, donde se calienta y prosigue hacia el consumo, pasando por el sistema auxiliar, que actúa en base a necesidad. El caudal de alimentación al tanque es dependiente de la temperatura del agua en el mismo, a través de la válvula termostática. Según la temperatura medida, se hace un *bypass* de agua fría que asegura que a la salida del sistema, la temperatura sea menor o igual a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este esquema busca asemejar la simulación al caso real, en el cual la válvula termostática se ubica posterior al sistema auxiliar, el cual posee acumulación.

En la Figura 2.18 se observa el modelo utilizado. Las líneas punteadas se corresponden con traspaso de datos, mientras que las continuas marcan flujos de agua o fluido caloportador.

En las siguientes secciones se profundiza sobre algunos de los componentes visibles en la Figura 2.18.

2.4.1. Datos climáticos

Los datos climáticos provienen de mediciones ejecutadas por el Laboratorio de Energía Solar (*LES*) y modelan una variedad de parámetros, entre los cuales se hallan la irradiación difusa y directa sobre planos horizontales e inclinados, y temperatura ambiente, de forma anual, para un año meteorológico típico. Los datos utilizados corresponden a una estación meteorológica en la ciudad de Colonia del Sacramento con coordenadas: Lat.: $-34,45\text{ }^{\circ}\text{E}$ Long.: $-57,77\text{ }^{\circ}\text{N}$. Su selección se dio por la proximidad entre las ciudades de Colonia del Sacramento y Colonia Valdense (60 km), así como por el hecho de que los datos son medidas reales y no provienen de interpolaciones, como en otros casos.

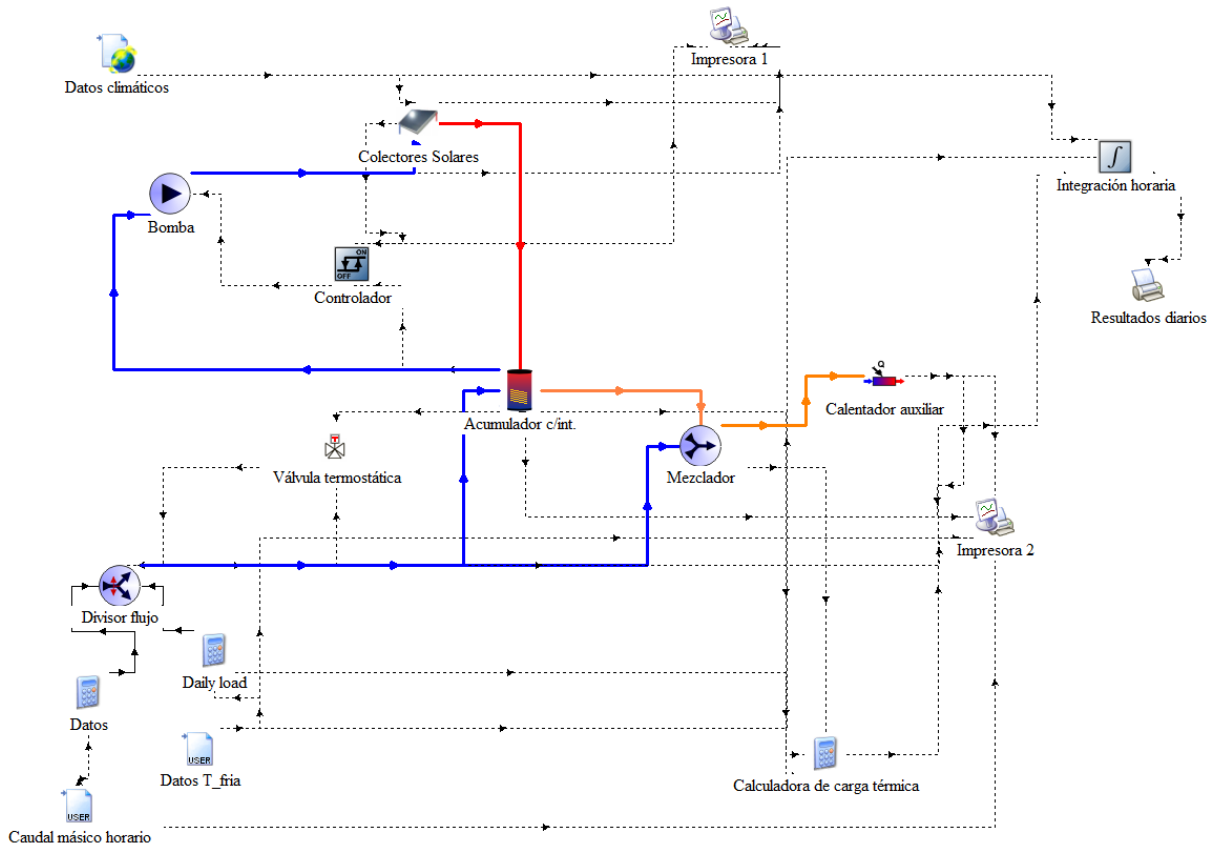


Figura 2.18: Modelo de la simulación ejecutada en el software *TRNSYS*.

2.4.2. Datos de temperatura de agua fría

La temperatura de agua fría se modeló con dos alternativas. En primer lugar, con el objetivo de seguir la norma local se utilizaron los datos provenientes de la memoria técnica de las ETUS. Dichos datos presentan un rango muy amplio de temperaturas, como se observa en la Tabla 2.7.

Mes	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Setiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
T(°C)	25,8	28,4	28,5	26,1	21,7	16,6	12	9,3	9,2	11,7	16,1	21,3

Cuadro 2.7: Valores de temperatura de agua fría utilizados por las ETUs.

Un factor a tener en consideración, es el hecho de que TRNSYS permite realizar simulaciones de forma horaria. Por dicha razón, y en búsqueda de un *set* de datos con un rango más acotado de temperaturas, se utilizaron datos de temperatura correspondientes al documento “Building America Research Benchmark Definition” [42], que incluye hallazgos y recomendaciones basados en la investigación realizada por el Laboratorio Nacional de Energía Renovable de los Estados Unidos (*NREL*). En particular incluye una relación para obtener la temperatura de agua fría diaria para la locación de interés, esta es de tipo sinusoidal y se observa en la Ecuación 2.10.

$$T_{AF} = (T_{amb,media} + offset) + ratio \times \frac{\Delta T_{amb, \max}}{2} \times \sin(0,986 \times (\#día - 15 - lag) - 270) \quad (2.10)$$

Donde:

- Donde T_{AF} es la temperatura de agua fría diaria.
- $T_{amb,media}$ es la temperatura ambiente promedio, obtenida de la norma ETUS, en $^{\circ}F$.
- $offset = 6^{\circ}F$.
- $\Delta T_{amb,max} = T_{amb,media,enero} - T_{amb,media,julio}$.
- $ratio = 0,4 + 0,01(T_{amb,media} - 44)$.
- $lag = 35 + 1(T_{amb,media} - 44)$.
- # día refiere al día del año (entre 1 y 365).
- 0,986 son grados por año ($\frac{360}{365}$).

El rango de temperaturas es $T_{AF} = [16,37 : 23,29]^{\circ}C$.

En la Figura 2.19 se observa una comparación anual entre ambos *sets* de temperaturas.

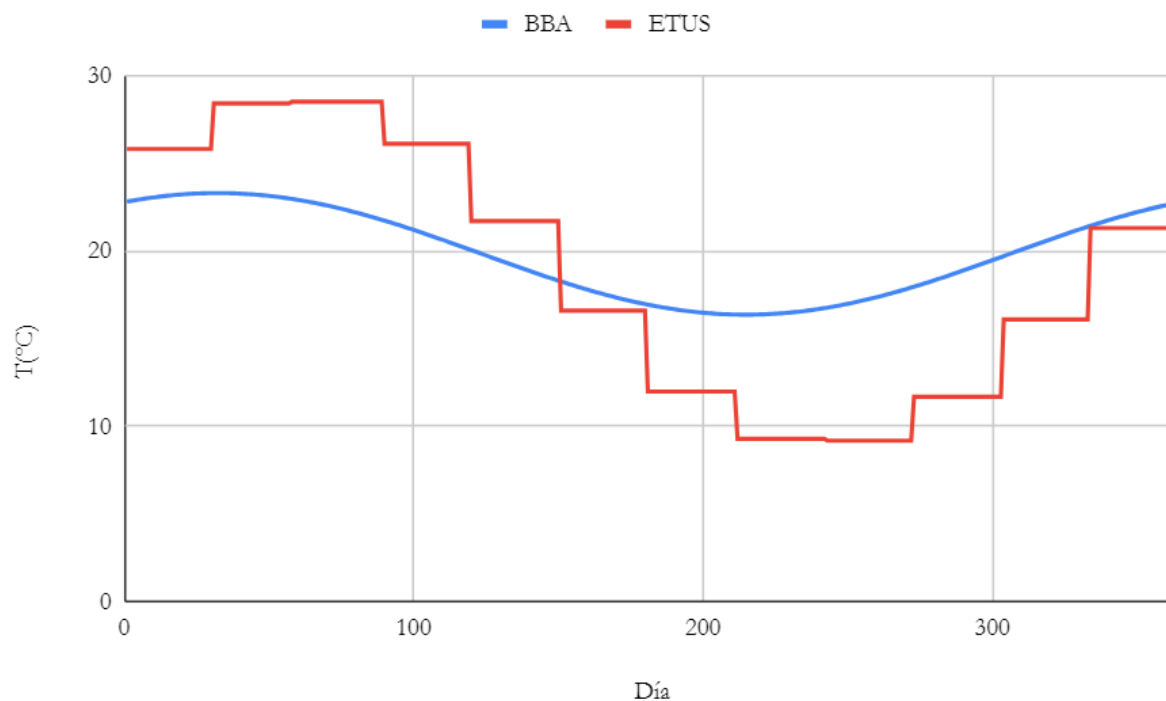


Figura 2.19: Modelos de temperatura de agua fría anuales utilizados.

El valor de temperatura de agua fría utilizado tiene un efecto directo en el cálculo de demanda de agua caliente, como plantea la Ecuación 2.2. En la Figura 2.20 se observa cómo varía anualmente la demanda de energética de ACS, según el *set* de datos de temperatura de agua fría utilizados.

Se observan discrepancias entre ambos valores, con un promedio de las diferencias mensuales del 15% y una diferencia máxima del 24%. Considerando el total anual, la diferencia entre ambos valores es del 3,8%. Estas diferencias afectan directamente los resultados de las simulaciones, por lo que es importante considerar ambas alternativas y observar sus discrepancias y puntos de contacto.

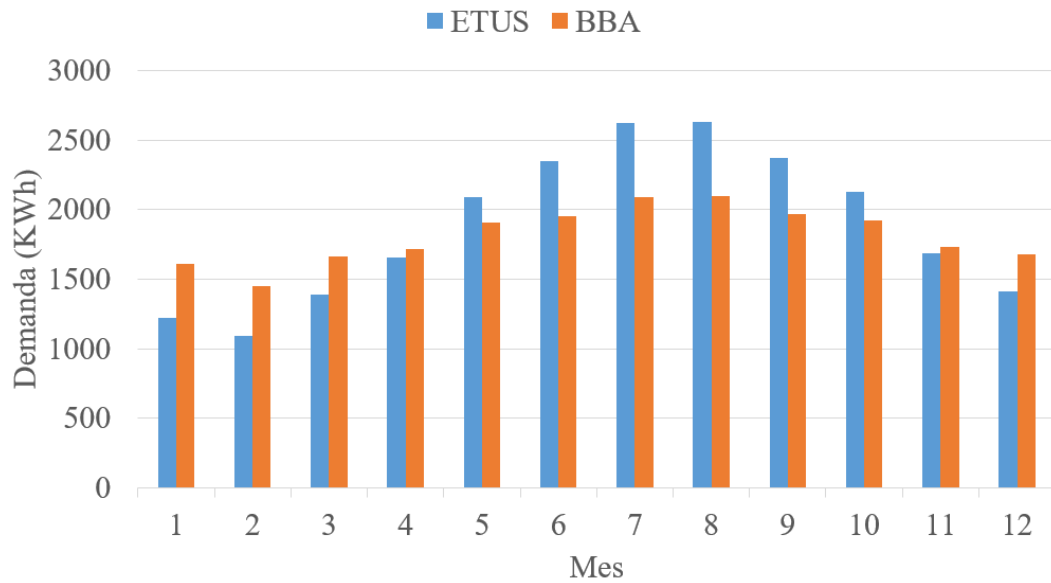


Figura 2.20: Comparación de la demanda energética anual, considerando ambos *sets* de datos de temperatura de agua fría.

2.4.3. Caudal másico horario

El consumo másico de agua define la demanda de agua caliente que presenta el residencial a lo largo de un día típico. Se definió un consumo horario de agua, a partir de lo estudiado en la referencia [42] y considerando los patrones diarios de consumo del residencial, visible en la Figura 2.21. El consumo pico es de $\dot{m} = 244,8 \frac{kg}{h}$, siendo el total $\dot{m} = 2040 \frac{lt}{dia}$, como se definió en la memoria técnica (Ver Anexo Memoria Técnica 7.1).

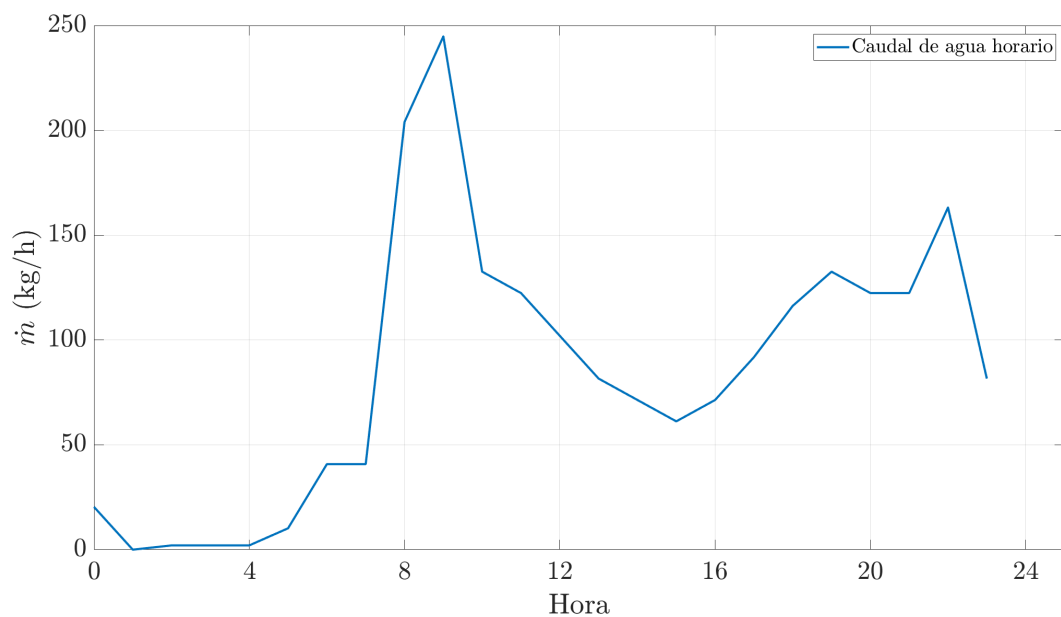


Figura 2.21: Consumo horario de agua caliente, considerando un consumo diario de 2040 *lt*.

2.4.4. Sistema de Control

El sistema de control es de tipo diferencial, ON-OFF, y actúa directamente sobre la bomba de circulación del circuito primario.

Las tomas de temperatura se realizan en la salida de la batería de colectores, T_h , y en la mitad de la altura del tanque de acumulación, T_l . El valor de la señal de control, al igual que el descrito en la Sección 2.2.11, se elige como una función de la diferencia entre las temperaturas superior e inferior, T_h y T_l , en comparación con dos diferencias de temperatura de banda muerta estipuladas, DT_h y DT_l . La función toma como valor 1 cuando la bomba está en funcionamiento y 0 en caso contrario y se recalcula en cada paso temporal. El nuevo valor de la función de control depende del valor de la función de control de entrada en el paso temporal anterior. Los valores de DT_h y DT_l se impusieron en $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectivamente.

A su vez, el controlador posee una función de corte para eventos en los que la temperatura del tanque de acumulación supera cierto límite T_{high} , el cual fue impuesto en $85\text{ }^{\circ}\text{C}$. Estos comandos simulan el comportamiento del sistema de control seleccionado en la Sección 2.2.11.

2.4.5. Aporte energético del sistema

A partir del sistema simulado y considerando el consumo de agua horario, se obtiene el aporte energético del sistema solar térmico. No se consideraron pérdidas de energía, ni en el tanque ni en tuberías.

Se realizaron dos simulaciones, considerando los distintos *sets* de temperatura de agua fría. El aporte energético se obtiene de forma horaria, y luego se integra para obtener resultados diarios.

La Figura 2.22 ilustra los resultados considerando los datos de temperatura de agua fría de las normas ETUS. Se realiza una comparación entre los resultados obtenidos con el software *TRNSYS* y los obtenidos a partir del método F-chart, utilizado por las ETUS.

Se observan discrepancias en los resultados de ambos modelos. El software *TRNSYS*, comparándolo con los valores de ETUS, parece dar valores más altos para el aporte energético en los meses de calor y más bajos en los meses de frío. La diferencia promedio mensual es del 24 % mientras que la diferencia máxima en el año es del 45 % en el mes de junio. Sin embargo, los aportes anuales son concordantes, siendo el, $Aporte_{TRNSYS} = 12233\text{ KWh}$ lo que arroja un $FS = 54\%$ y el $Aporte_{ETUS} = 12345\text{ KWh}$, dando como resultado un $FS = 54,5\%$ (considerando la demanda energética de la memoria técnica).

Por otro lado, se ejecutó una simulación, considerando los datos de temperatura de agua fría obtenidos a partir de la Ecuación 2.10. El aporte energético anual es de $Aporte_{BBA} = 12134\text{ KWh}$ el cual provee un $FS = 54,8\%$, resultados que se asemejan en gran medida a los obtenidos con la memoria técnica de las *ETUS*. En la Figura 2.23 se observa una comparación entre el aporte energético arrojado por *TRNSYS* para el caso con temperatura de agua fría de *BBA* en contraste con los resultados de la memoria técnica. Se observan algunas diferencias entre los resultados, particularmente en los meses de frío, donde la diferencia porcentual máxima alcanza un 54 % en julio.

Como fue mencionado previamente, la energía auxiliar se simuló como un calentador instantáneo. El aporte energético auxiliar se observa en la Figura 2.24, y se obtiene para el caso con datos de temperatura de agua fría de *BBA*. El aporte de energía auxiliar total

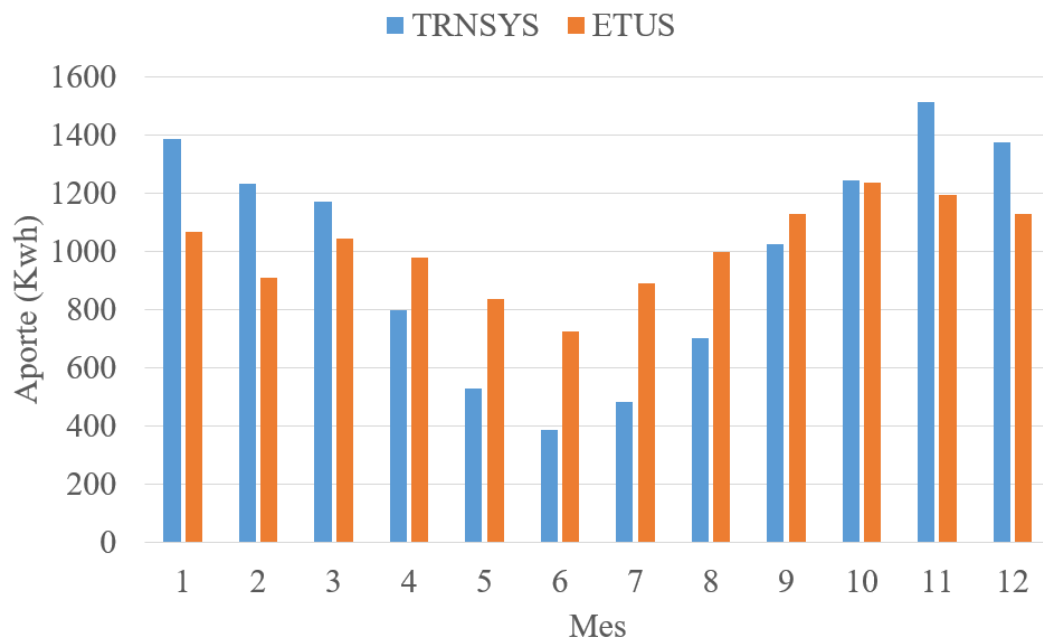


Figura 2.22: Comparación entre el aporte energético anual de la instalación solar, con resultados de TRNSYS y de ETUS, utilizando datos de agua fría de ETUS.

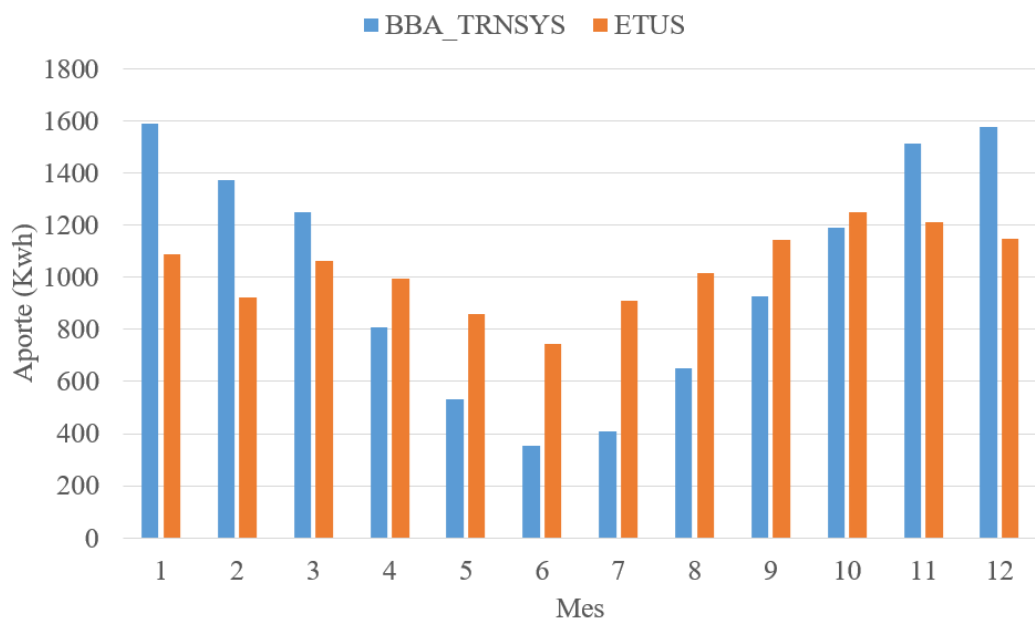


Figura 2.23: Comparación entre el aporte energético anual de la instalación solar, con resultados de TRNSYS y de ETUS, utilizando datos de agua fría de BBA.

es de $E_{aux} = 9656 \text{ KWh}$. Se observa, como era de esperar, un elevado consumo en los meses fríos del año, y un muy bajo consumo, generado por situaciones aisladas, en los meses de calor.

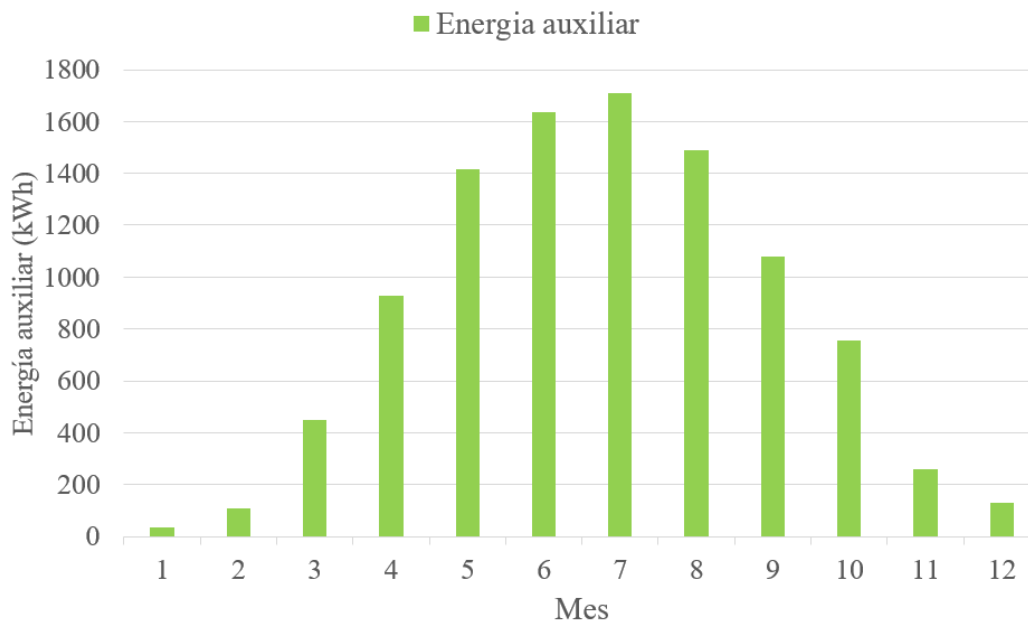


Figura 2.24: Energía auxiliar consumida mensualmente.

2.4.6. Campo de temperaturas

Uno de los principales objetivos de la simulación era el de observar cuáles son las temperaturas a las que se ve sometido el sistema en un año típico. Estos resultados son esenciales a la hora de diseñar el sistema, con el objetivo de realizar una configuración óptimo, que proteja la instalación ante casos extremos, atendiendo al factor económico. Por otro lado, se buscó observar en cuántos casos el sistema llega a las temperaturas máximas y mínimas pautadas y qué tan recurrente es la formación de vapor en el mismo.

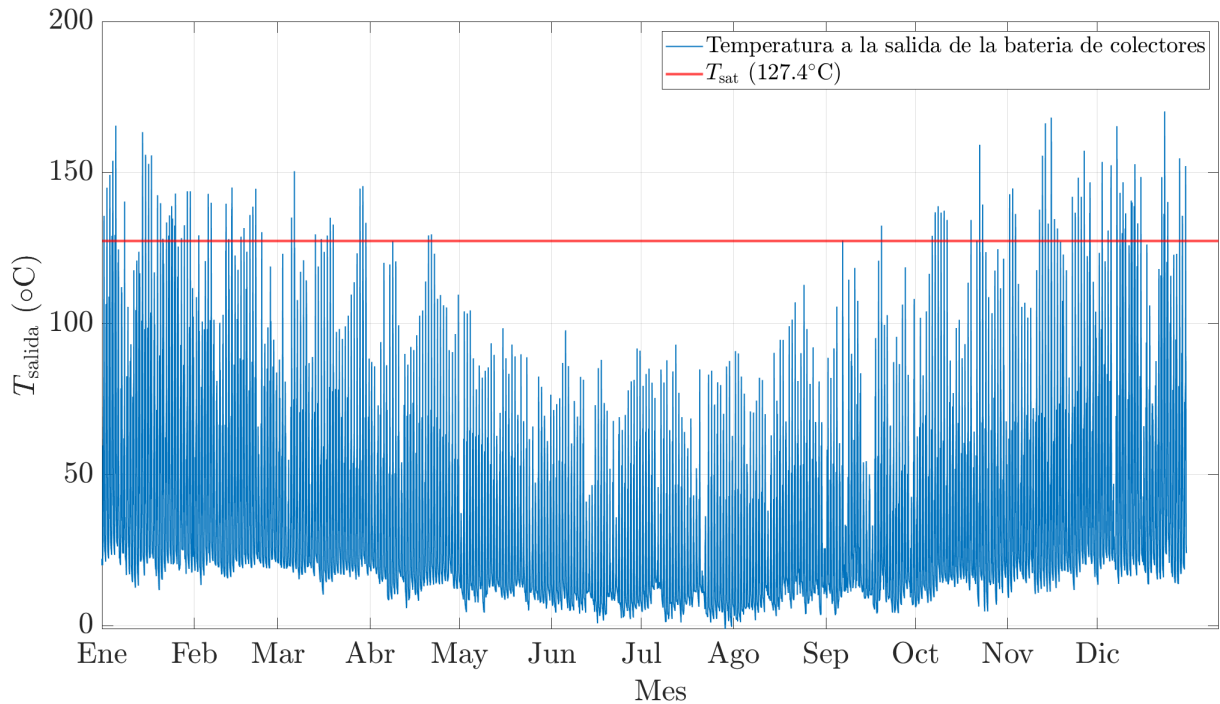
Se utilizaron los valores de temperatura de agua fría de las normas ETUS, con el objetivo de seguir con la normativa.

En la Figura 2.25, se observan las temperaturas de interés del sistema, en un año típico.

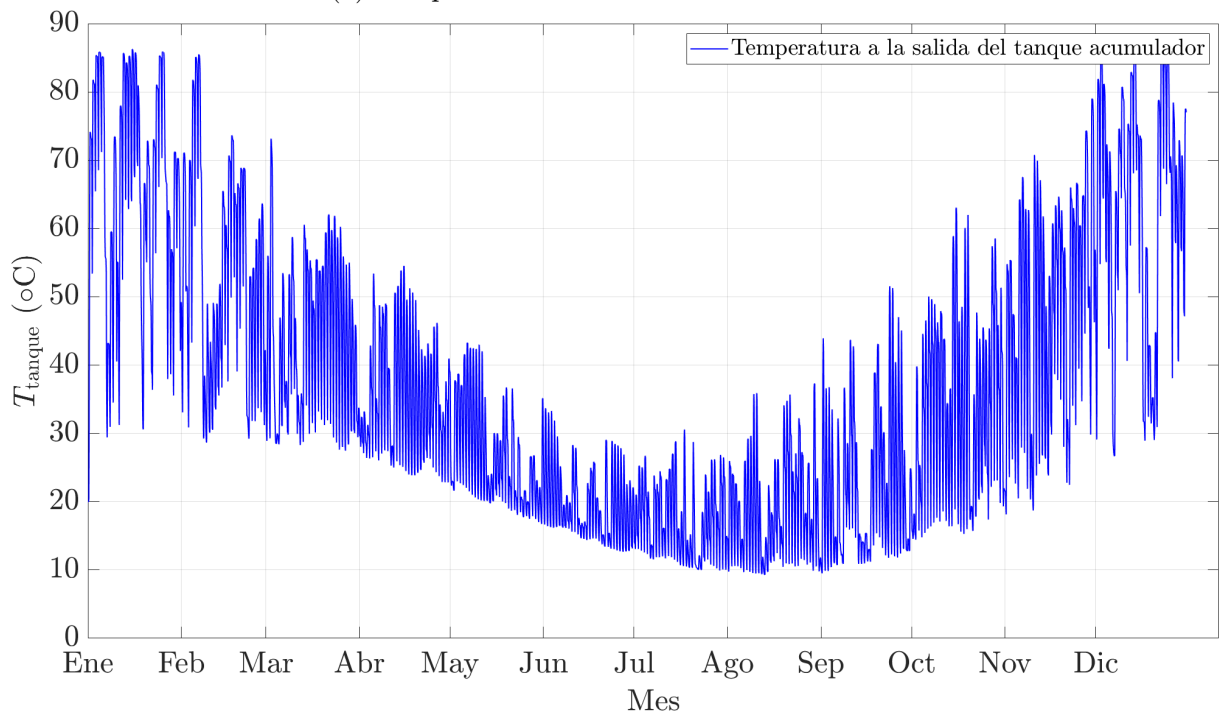
En primer lugar, la Figura 2.25a ilustra la temperatura a la salida de los colectores, el cual es sometido a las condiciones extremas de temperatura. Se observa un valor máximo de temperatura de $T_{salida\ colectores\ max} = 170\ ^\circ C$ y un valor mínimo $T_{salida\ colectores\ min} = -1,10\ ^\circ C$. Este resultado indica que en ningún momento del año se llega a la temperatura de congelamiento del fluido de trabajo ($T_{cong} \approx -13,0\ ^\circ C$) o a la temperatura estancamiento de los colectores ($T_{est} = 201\ ^\circ C$ en condiciones normales). El diseño realizado debería ser capaz soportar las temperaturas especificadas.

Por otro lado, se observa en la Figura 2.25b que la temperatura máxima del circuito secundario será de $T_{tanque\ max} = 84,17\ ^\circ C$. Dicho valor es menor al máximo habilitado en el circuito secundario ($T_{sec\ max} = 85\ ^\circ C$), por lo que no se registrarán, en un año típico y según la simulación, cortes en la circulación del sistema por parte del sistema de control.

Un factor a analizar es la cantidad de veces que el sistema se ve sometido a la formación de vapor. Considerando el punto de menor presión en el sistema, ubicado a la salida de los colectores, la temperatura de saturación a esa presión es $T_{sat.\ @\ 2,5\ bar} = 127,4\ ^\circ C$, como se observa en la Figura 2.25a. Se observa que el sistema alcanzará dicho límite en múltiples



(a) Temperatura a la salida de los colectores.



(b) Temperatura a la salida del acumulador.

Figura 2.25: Temperaturas de interés en el sistema, a lo largo de un año típico.

ocasiones entre los meses de setiembre y marzo. Este factor puede ocasionar un desgaste en el sistema, considerando que se alcanzarán presiones elevadas en múltiples ocasiones durante este período. El sistema de expansión actuará periódicamente, protegiendo la instalación de condiciones extremas, por lo que su mantenimiento será vital, así como el

de las válvulas de seguridad.

A continuación, se analizó la cantidad de eventos de prendido y apagado de la bomba que había en un día típico. El resultado fue de 7 veces en el día, en promedio anual. Esto puede tener un efecto directo en el consumo de potencia del sistema, considerando que la bomba se hallará en condición de arranque en numerosas ocasiones, así como consecuencias en su vida útil. Estos valores, de cantidad de veces de prendido y apagado, tienen cierto error asociado a que el modelo no modela bien las situaciones de estancamiento (en que se dan los fenómenos transitorios). Este factor se analiza en la siguiente sección.

2.4.7. Corrección por el fenómeno de estancamiento en los colectores

Las secciones anteriores muestran los resultados derivados directamente de las simulaciones, es decir, aquellos generados por el software *TRNSYS*. Un factor que genera cierta sorpresa, son los picos de temperatura observados en la Figura 2.25a, los cuales vistos detenidamente, ocurren de un paso temporal al siguiente, sin sostenerse en el tiempo. Estos picos pueden ocurrir en instalaciones reales, aunque llama la atención que se den con tanta frecuencia a lo largo del año y con una duración tan breve, es por esto que se busca estudiarlos con mayor profundidad.

Analizando el comportamiento del caudal de circulación en el circuito primario y las temperaturas del tanque de acumulación y de salida de la batería de colectores, se observó que los picos de temperatura se dan en situaciones donde el caudal por el circuito primario es nulo, y usualmente cerca del comienzo y final del día, en momentos con baja radiación, en los que al activar el caudal, los colectores se refrescan por la entrada de agua del tanque (más fría) y la temperatura de salida de colectores baja por debajo del umbral respecto de la temperatura del tanque. En estos casos, el programa parece no modelar correctamente los saltos de temperatura; una de las posibles causantes de tales resultados puede ser el hecho de que el *software* no contempla la inercia térmica en la transferencia de calor, generando picos de temperatura de un instante temporal al siguiente, partiendo de temperaturas muy por debajo de los picos. A su vez, otra causante puede ser que el programa no tiene en cuenta la conducción de calor longitudinal por parte del líquido. Consecuentemente, con la bomba apagada el agua de los colectores se modela como agua estanca con entrada de energía solar y sin ninguna pérdida ni salida de energía.

Con este factor en consideración, se analizaron los resultados de la simulación dejando de lado los instantes de tiempo en los que sistema está en situación de bomba apagada que como se explicó anteriormente, son de menor fiabilidad. La Figura 2.26, ilustra la temperatura a la salida de la batería de colectores, quitando las situaciones descritas. No se consideraron eventos de caudal nulo para $T_{salida\ colectores} < 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ya que para estas temperaturas, se pueden dar episodios donde el caudal sea nulo debido a que $T_{salida\ colectores} < 7\text{ }^{\circ}\text{C} + T_{tanque}$.

Se observa una gran variación en los resultados en comparación con la Figura 2.25a. La temperatura máxima alcanzada pasa a ser $T_{salida\ colectores\ max} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$. Estos datos sirven para entender a qué temperaturas se llega cuando hay caudal por el circuito, lo cual es útil para saber qué temperaturas de fluido recorrerán el circuito primario. No obstante, los picos de temperatura sucederán seguro, ya que habrá momentos con radiación y caudal nulo. Si bien es cierto que esto es lo que "peor" modelado está por el programa, también

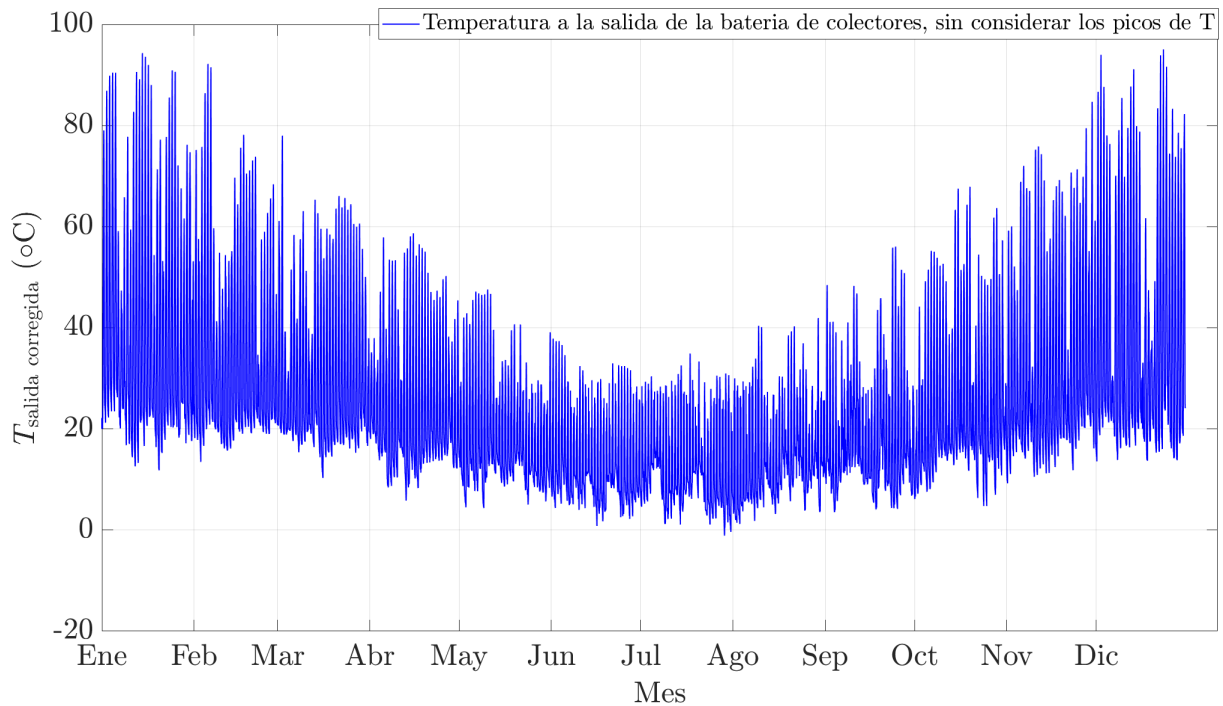


Figura 2.26: Temperatura a la salida de la batería de colectores, sin considerar los instantes de tiempo donde $\dot{m}_{\text{circuito primario}} = 0 \text{ kg/h}$.

es cierto que estas situaciones se darán y frecuentemente. Pensando en un diseño de una instalación *DrainBack* este resultado es interesante, ya que sirve para evaluar a qué temperaturas funcionará el circuito primario en operación.

Capítulo 3

Diseño de una instalación con sistema *DrainBack*

3.1. Diseño de una instalación con sistema *DrainBack*

En este capítulo se realizará el diseño y dimensionamiento de una instalación solar para el sitio ya descrito en la Sección 2.1 manteniendo tanto el espacio físico como las solicitudes energéticas del sitio, con la única variante de en esta segunda etapa utilizar la tecnología *DrainBack*. Así se dispondrá de dos instalaciones análogas con diferentes sistemas de prevención del estancamiento, y con esto, un buen punto de partida para comparar las facilidades y dificultades de cada uno de los enfoques.

En este apartado, también se buscará condensar la información disponible sobre el mencionado sistema de protección contra la formación de vapor, dejando así un manual de diseño con consideraciones a tener en cuenta para instalaciones del estilo.

Considerando que el cambio principal es en el sistema de protección contra altas presiones en el sistema primario, se vuelve evidente que todas las modificaciones a la instalación se centran en el sistema primario.

Como ya se mencionó en la Sección 1.7.5 es esencial subrayar que la implementación práctica de un sistema de estas características presenta ciertas complejidades y desafíos adicionales que deben ser considerados cuidadosamente. Uno de los principales retos radica en la correcta gestión de los aspectos hidráulicos relacionados con el proceso de vaciado y llenado del sistema. Pequeños errores en esta fase pueden tener consecuencias significativas, que van desde daños en el sistema hasta la completa obstrucción de su funcionamiento, por lo tanto, es muy importante prestar suma atención a estos detalles para garantizar un desempeño óptimo y seguro.

3.2. Porciones incambiadas de la instalación

Tal como se indicó previamente, los efectos de esta transición de diseño repercutirán únicamente en la parte primaria de la instalación. Considerando esto, se hace evidente que en esta etapa el sistema de apoyo se corresponderá con el original presentado en la Sección 2.2.10 al igual que su forma de configuración de conexión, interacción y funcionamiento en el global de la instalación; más aún, la forma de controlar la fuente de apoyo permanecerá igual que en su diseño.

Tanto el sistema de acumulación como el de captación se mantuvieron iguales a los de la instalación original, disponiendo así de dos baterías de 3 colectores cada una y un acumulador de 1000 *lts*. Las características particulares de los elementos pueden ser consultadas en la Sección 2.2.4. La elección de mantener los colectores y su respectiva configuración se basa en el aprovechamiento del equilibrado hidráulico del diseño original, el cual debido a ser simétrico asegura un equilibrio de presiones y caudales en ambas ramas del sistema.

Un factor a destacar en esta sección, es el hecho de que muchas de las decisiones del diseño de la instalación original fueron tomadas teniendo presente la posterior transición a *DrainBack*. La elección de colectores planos de parrilla fue tomada considerando las particularidades ya descritas en la Figura 1.13, es por esto también la maleabilidad de la instalación.

En cuanto a las válvulas del sistema, se reducirá la cantidad necesaria en la instalación *DrainBack* debido a que al frenar la instalación los colectores contienen únicamente aire.

En ese marco, no es necesario colocar válvulas de corte para aislarlos del resto de la instalación para realizar mantenimiento. A su vez, al llenar la instalación no se hará hasta el nivel de los colectores por lo que no es necesario colocar dos válvulas de purga de aire, siendo una suficiente para cumplir el objetivo. Las válvulas antirretorno tampoco serán necesaria en esta instalación. Será necesario mantener las válvulas de seguridad para evitar que en caso de fallas en el control se dañen elementos de alto costo de adquisición, así como mantener la válvula termostática en la conexión al consumo.

3.3. Cambios y elementos a adaptar

3.3.1. Sistema de tuberías

El proyecto original, que proponía el uso de un vaso de expansión como protección al fenómeno de estancamiento, presenta limitaciones al no prevenir la formación de vapor ni controlar las altas temperaturas. Por esta razón, se requiere el uso de tuberías de cobre u otra alternativa capaz de soportar condiciones de alta temperatura y presión. En esta segunda etapa, en la que se está rediseñando la instalación para implementar el sistema *DrainBack* el objetivo principal es evitar la formación de vapor. Para esto se vacían los colectores en una temperatura menor a la de evaporación del líquido a la presión de trabajo (siendo 130°C la temperatura de ebullición del *agua - glicol*_{30%} a 2bar como se observa en un análisis conservador de la Figura 3.1).

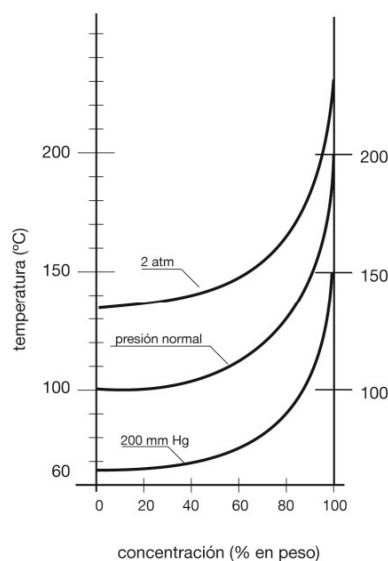


Figura 3.1: Temperatura de evaporación de soluciones con glicol en función de la concentración y presión [43].

La decisión entorno a la temperatura de corte seleccionada se basa en tomar una temperatura que permita la máxima capacidad de absorción de energía (buscando disminuir al máximo el desaprovechamiento de energía útil), manteniendo la seguridad y evitando comprometer la instalación. En primera instancia se elige una temperatura de corte $T_{corte} = 110^{\circ}\text{C}$, considerando que con esta se obtendría un margen de seguridad suficiente

para prevenir la formación de vapor. A partir de la simulación ejecutada en la Sección 2.4, se obtiene que la temperatura máxima que se alcanza en operación se encuentra entorno a los 95°C, por lo que difícilmente se alcancen valores mayores a este en la instalación con tecnología *DrainBack*.

Una forma cuantitativa de visualizar la magnitud de la energía útil desaprovechada, por frenar el sistema en $T_{corte} = 110^\circ\text{C}$ es utilizando la simulación ejecutada en la Sección 2.4 como modelo, calculando la cantidad de energía anual que no se absorbería deteniendo el sistema a 110°C. La Figura 3.2 ilustra cómo se contabiliza la energía útil que dejaría de aprovecharse en caso de que se superara la temperatura límite establecida.

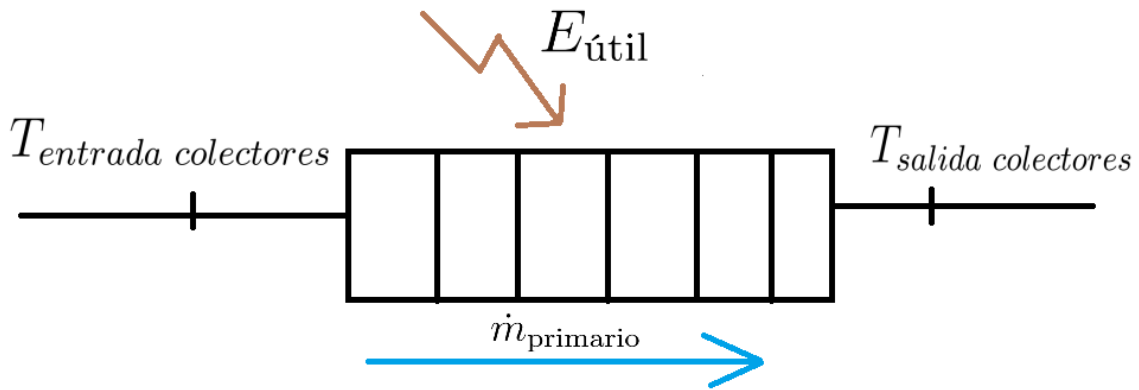


Figura 3.2: Esquema ilustrativo de la contabilización de la energía útil desaprovechada en el circuito primario.

A partir de la Figura 3.2 la ecuación para contabilizar la energía útil es la siguiente:

$$E_{\text{útil@T}} = \dot{m}_{\text{primario}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{salida colectores}} - T_{\text{entrada colectores}}) \cdot \frac{20 \text{ min}}{60 \frac{\text{min}}{\text{h}}},$$

$$\text{con } T_{\text{salida colectores}} > 110^\circ\text{C} \quad (3.1)$$

$$E_{\text{útil Total}} = \sum_{i=1}^n E_{\text{útil@T}}$$

Los datos de temperatura se obtienen de la simulación ejecutada en la Sección 2.4, los cuales contabilizan los eventos, en intervalos de 20 minutos, donde la temperatura a la salida de colectores se ubica por encima de los 110°C. Asimismo, es importante considerar que en gran cantidad de los eventos en los que la temperatura supera los 100°C, el sistema se encuentra en estado de estancamiento, es decir, $\dot{m}_{\text{circuito primario}} = 0 \text{ kg/hr}$. Estos eventos, como se observa en la Ecuación 3.1, no adhieren energía útil.

El resultado obtenido arrojó un valor $E_{\text{perdida } T > 110^\circ\text{C}} = 0 \text{ kWh}$, con lo cual la temperatura de corte seleccionada no induce un desaprovechamiento de energía útil. A su vez, este resultado implica que no hay pérdidas de energía por utilizar la tecnología *DrainBack* frente a la instalación tradicional.

Con esta primera selección de la temperatura de corte, interesa seleccionar el material de las tuberías, el cual se ve directamente afectado por la misma. La instalación tradicional se diseñó con cobre, por su capacidad de soportar las cargas térmicas impuestas por el sistema en ese caso. En circunstancias más flexibles, podría considerarse el cambio del

material de las tuberías, siempre y cuando se garantice que las condiciones de operación sean adecuadas y no comprometan el funcionamiento seguro de la instalación en ningún momento.

Inicialmente el polipropileno puede parecer una opción atractiva, dado que sus costos son aproximadamente cinco veces más bajos que los del cobre, y sus propiedades parecen estar dentro de los parámetros de operación requeridos. No obstante, varios instaladores desaconsejan fuertemente el uso de este material debido a su tendencia a deformarse con el tiempo debido a las fluctuaciones de temperatura, lo que puede generar problemas con el paso del tiempo como la pérdida de presión, filtraciones de aire al interior o de líquido hacia el exterior.

En la búsqueda de otras alternativas al cobre, surge un material que recientemente ha cobrado mucha importancia en el mercado, el PEX (polietileno reticulado). Este protagonismo se debe a sus excelentes prestaciones siendo un polímero. Algunos fabricantes en España aseguran un funcionamiento capaz de soportar temperaturas de servicio de hasta 95°C y picos de 110°C a presión menor a $4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ por 25 años de servicio. Considerando lo anterior, es una opción que no solo baja los costos directos de adquisición del material sino también los de instalación, dado que las uniones no requieren ser soldadas sino que existen juntas mecánicas fabricadas de latón de fácil instalación. En el mercado uruguayo los proveedores de este material no garantizan condiciones de servicio tan alentadoras, sino que siguen las recomendaciones realizadas por la norma *UNIT – ISO 15875 – 1 : 2003* que indican que el polietileno reticulado ofrece una temperatura de diseño de 80°C y picos de 90°C [44], por lo que para utilizarlo y garantizar la robustez de la instalación se debería setear como máximo en $T_{\text{parado bomba}} = 80^{\circ}\text{C}$, lo cual a priori parece comprometer el rendimiento de la instalación, por la posible pérdida de energía útil introducida.

Una forma cuantitativa de visualizar la magnitud de esta pérdida es utilizando el mismo procedimiento ejecutado para la selección de la temperatura de corte, calculando la cantidad de energía anual que no se absorbería deteniendo el sistema a 80°C en contraste con 110°C . El objetivo es obtener las pérdidas de energía absorbida, por utilizar PEX en lugar de cobre, y por ende frenar el sistema a una temperatura de 80°C . En la Figura 3.3 se visualiza una representación de cómo se busca limitar el comportamiento térmico del primario para el caso del sistema *DrainBack*, deteniendo a 80°C y 110°C .

El resultado se corresponde a un total de $E_{\text{perdida } 80-110^{\circ}\text{C}} = 657,74 \text{ kWh}$ anuales, el cual representa un 5 % del aporte energético del sistema. Este resultado resalta que el hecho de utilizar *PEX* en lugar de cobre, no implicaría una pérdida de energía significativa en la instalación.

Aunque es importante reconocer que estos valores están basados en ciertas suposiciones, como la equivalencia en el perfil de temperatura entre el sistema *DrainBack* y la simulación tradicional, la consideración de eventos en intervalos discretos y la naturaleza misma de la simulación, estos cálculos contribuyen significativamente a la formulación de un concepto sólido acerca de las pérdidas de energía. Los resultados obtenidos dan a entender que no se tienen pérdidas de energía significativas por utilizar *PEX* en lugar de cobre (frenando el sistema en $T = 80^{\circ}\text{C}$), por lo que el primero pasa a ser una alternativa razonable desde un punto de vista energético. Asimismo, se obtiene un resultado de gran interés para el diseño: el uso de tecnología *DrainBack* no implica mayores pérdidas de energía absorbida por el sistema.

En virtud de la sólida justificación y respaldo cuantitativo del uso de PEX en la

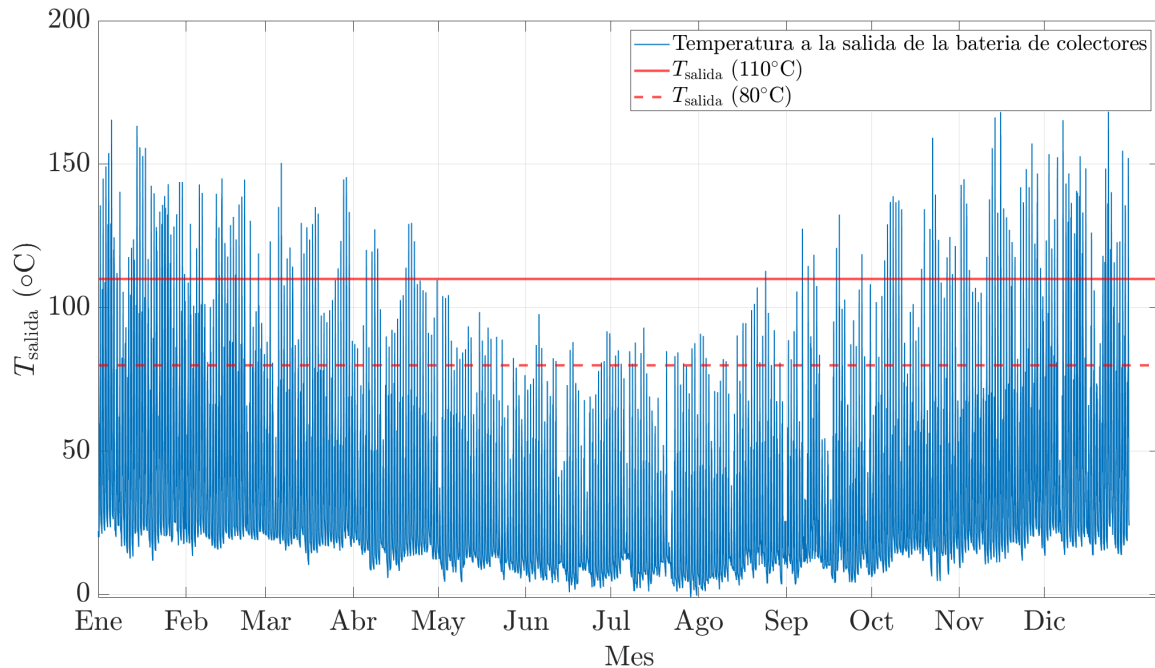


Figura 3.3: Temperatura a la salida de colectores, con límites impuestos en ambas instalaciones.

instalación, se propone el uso del mismo como conexión de los elementos del sistema. Mediante el mismo procedimiento mencionado en la Sección 2.2.8 se selecciona, para la porción donde circula el caudal total de la instalación (recordando $Q_{total} = 660 \frac{lt}{h}$) polietileno reticulado de dimensiones $D_{int} \times espesor = 20 \times 2,8 \text{ mm}$ y para el restante de la instalación donde circula la mitad del caudal total, $16 \times 2,2 \text{ mm}$. Los productos se seleccionan a partir del proveedor CIR [45].

3.3.2. Presurización del sistema

Al igual que en la instalación tradicional el sistema debe encontrarse presurizado dado que se busca evitar la filtración de aire a la instalación, por los problemas que éste puede generar. Es importante aclarar y entender que en *DrainBack* existe aire dentro del circuito, pero siendo un sistema estanco, el gas no se renueva, por lo que la cantidad de oxígeno existente es limitada y no genera mayores problemas de corrosión en tuberías o piezas de colectores. De forma de asegurar un sistema sin filtraciones, en toda la instalación debe haber una presión superior a los $0,5 \text{ bar}$ manométricos, y en este sistema se consigue elevando la presión del aire.

La presión del aire se establece siguiendo los siguientes pasos:

1. Se colocan válvulas de purga a un determinado nivel de la instalación, aproximadamente el nivel de la superficie libre del líquido en vaciado.
2. Se llena de líquido hasta el nivel de las válvulas de purga, considerando que a medida que entra *HTF* sale el aire presente en la instalación.
3. Una vez que la superficie libre del *HTF* alcanza las válvulas de purga estas se

cierran, y el diferencial de volumen siguiente que se inyecte en la instalación se traducirá en la compresión del aire, y por lo tanto se presuriza el sistema.

Es importante destacar que este último diferencial volumen de líquido a inyectar es muy pequeño comparado al volumen total de fluido calor-transportador y se inyecta hasta obtener la presión de aire deseada.

Por otro lado, la presión mínima en el sistema depende del comportamiento del sistema respecto a si se forma el sifón o no. En ambos casos, la presión mínima se dará en el punto más alto de la instalación con la diferencia que sin efecto sifón habrá aire en la parte superior y esto establecerá el valor de la presión mínima. Si se consigue el sifón la presión mínima será la del aire menos la presión correspondiente a la diferencia hidrostática entre la altura del tanque y el punto más alto. La diferencia entre las situaciones con sifón y sin sifón se visualiza en la Figura 3.4, en la que se observa el contenido de líquido (color) y aire (blanco) en la tubería que conecta a colectores y tanque *DrainBack*.

En la instalación que se está diseñando en este trabajo, no hay diferencia muy significativa respecto de la presión, ya que la diferencia de altura entre el tanque y el punto más alto es poco menor a 2 metros, por lo que estableciendo una presión de aproximadamente 2 bar en el aire se tendrá seguridad de cumplir los requisitos para la estanqueidad.

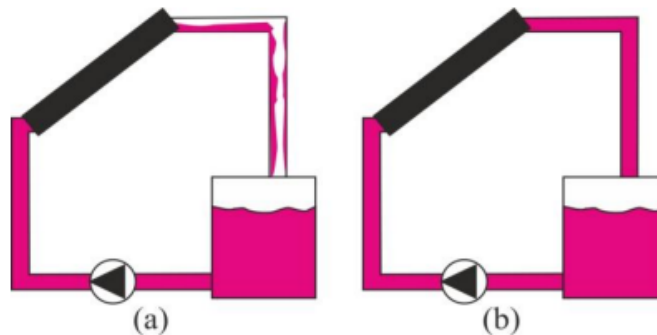


Figura 3.4: (a) Sin formación de sifón (b) Sifón formado. Imagen extraída de la referencia [25].

Es relevante destacar que la temperatura de formación de vapor es dependiente de la presión del fluido, manteniendo una relación ascendente con la presión. Considerando que el propósito del sistema es impedir la formación de vapor, drenando los colectores a una temperatura tal que $T_{sist.} < T_{vapor@P_{sist.}}$, al tener una presión mayor en el sistema, mayor será la temperatura de formación de vapor, y con esto se puede aumentar el *seteo* de la temperatura máxima alcanzable en el sistema (conservando la integridad de los elementos). Finalmente, a mayores presiones se obtienen mayores beneficios desde el punto de vista de captación de energía, factor que puede resultar beneficioso en instalaciones que utilicen cobre como material de tuberías. Sin embargo, en la instalación diseñada, por el uso de *PEX*, se estableció una temperatura de corte de la bomba de $T_{corte} = 80^{\circ}\text{C}$, con lo cual un aumento de presión no redundaría en un aumento de captación de energía.

3.3.2.1. Sobrepresión máxima en el sistema

Es de suma importancia observar el efecto de la suba de temperatura en el sistema agua/glicol-aire. Primero, al aumentar la temperatura, siendo la cantidad de gas constante

fácilmente se puede observar el aumento de presión del aire por la ley de gas ideal, de la forma representada en la Ecuación 3.2 a continuación:

$$\frac{PV}{T} = cte. \quad (3.2)$$

Luego, para analizar la dilatación del líquido, generalmente se modela el fenómeno con la Ecuación 3.3.

$$V_f = V_0(1 + \gamma\Delta T) \quad (3.3)$$

Siendo V_0 y V_f el volumen inicial y final respectivamente, γ el coeficiente de dilatación volumétrica del líquido. Es fácil observar de la Ecuación 3.3 que la diferencia de volumen de líquido se obtiene de la forma $\Delta V = V_0\gamma\Delta T$, con ΔT siendo el salto de temperaturas total, desde la ambiente hasta el punto de formación de vapor.

Combinando las ecuaciones 3.2 y 3.3 se puede analizar la presión del gas en el momento de drenado (también el momento de mayor temperatura en el sistema), que por hidrostática estará ligada a la presión máxima del sistema en ese instante. Finalmente, se obtiene la Ecuación 3.4:

$$P_2 = \frac{P_1 V_1 T_2}{T_1 V_2} = \frac{P_1 V_1 T_2}{T_1} \frac{1}{V_1 - V_0 \gamma \Delta T} \quad (3.4)$$

donde para los estados iniciales (a temperatura ambiente y presión de *seteo*) y finales usan los supra-índices 1 y 2 para el gas, y 0 y f para el líquido.

Se obtiene así, una verificación análoga a los cálculos realizados para el vaso de expansión. En el presente estudio, se vuelve relevante el dato $\gamma_{agua/glicol30\%} = 0,62 \times 10^{-3} \frac{1}{K}$. Considerando finalmente que la instalación se abastecerá con $V_{liquido} = 35,9L$ dejando así un volumen gaseoso de $V_{gas} = V_1 = 15L$ (correspondiente al volumen interior de los colectores y al circuito por encima del tanque *DB*), la presión de *seteo* en vaciado del gas será $P_1 = 2bar$, se llenará a $T_{atm} = T_1 = 25^\circ = 298K$ y la temperatura de frenado de la bomba será $T_2 = 80^\circ = 353K$. Sustituyendo estos valores en la Ecuación 3.4 se obtiene $V_2 = V_1 - V_0\gamma\Delta T = 13,78 \text{ lts}$. Considerando la temperatura máxima como la temperatura de estancamiento del colector, $T_{est} = 201^\circ C$, se obtiene la presión máxima alcanzado por el circuito en estado de estancamiento.

$$P_2 = 2 \text{ bar} \frac{474 \text{ K}}{298 \text{ K}} \frac{15 \text{ L}}{13,78 \text{ L}} = 3,46 \text{ bar} \quad (3.5)$$

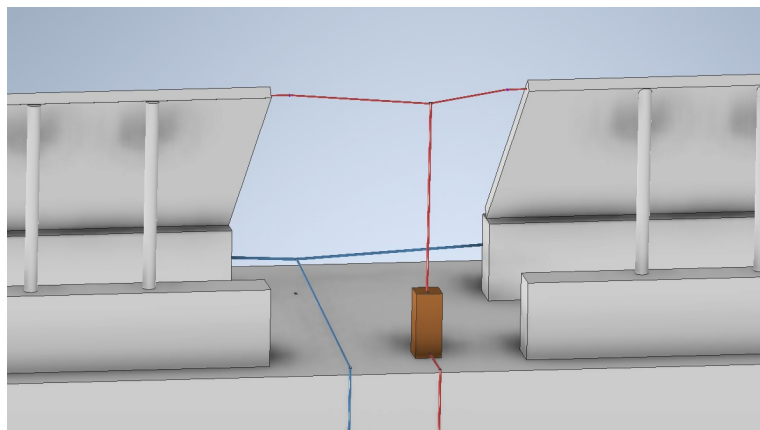
Con el resultado presente en la Ecuación 3.5, se observa la efectividad del sistema diseñado y se dispone de márgenes de operación dentro de los pautados en la instalación.

3.3.3. Acumulador *DrainBack*

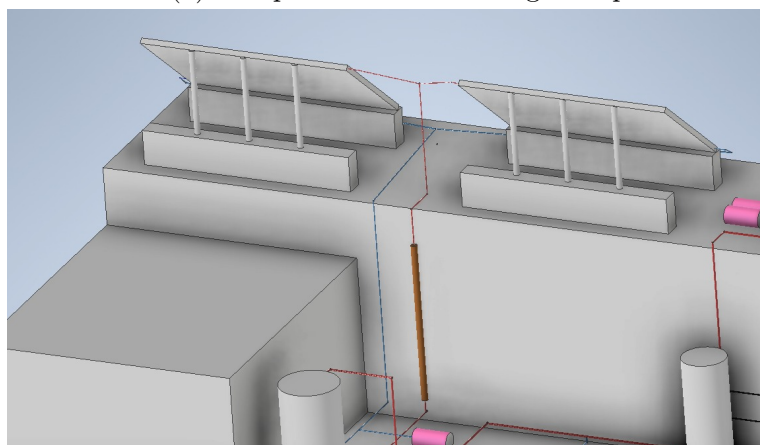
3.3.3.1. Volumen del Tanque

Como fue introducido en la Sección 1.7.1 hay distintas formas de diseñar una instalación *DrainBack* en lo que acumulación de volumen drenado se refiere. En este sistema se utilizará un tanque adicional para drenar el volumen en el vaciado dado que es la técnica más difundida y estudiada, habiendo disponible más aspectos de diseño especificados. Las dimensiones del tanque *DrainBack* se calculan siguiendo las indicaciones de ASHRAE

especificadas en la Sección 1.7.3, donde se debe conservar el nivel de agua entre $3/4$ y $7/8$ de su altura en *stand-by*, y entre $1/8$ y $1/2$ en operación. Se busca que el reservorio esté lo más alto posible para que la bomba tenga que vencer menos altura en la etapa de llenado, siempre y cuando se encuentre por debajo de la cota inferior de colectores para el correcto funcionamiento del drenaje. Por esto, se plantean dos escenarios posibles: el primero con un tanque en segunda planta, el segundo sobredimensionando el diámetro de tubería en la pared vertical entre las dos plantas.



(a) Tanque DrainBack en segunda planta



(b) Tanque DrainBack en pared vertical

Figura 3.5: Distintas disposiciones del acumulador DrainBack

Las dos soluciones tienen enfoques distintos desde el punto de vista de diseño. Por un lado el tanque en segunda planta tiene la limitante de la altura para que se encuentre por debajo de los colectores ($h_{tanque} \leq h_{inf.colectores}$), mientras que el sobredimensionado de cañería no presenta mayor limitante desde este punto de vista debido que la pared es de $3,7\text{ m}$ de altura.

Considerando las limitantes físicas de las dos situaciones se calcula el volumen de líquido dentro de la instalación por encima del tanque, que a su vez se corresponderá al fluido drenado en parada de bomba, este es, la suma del volumen de colectores más el de cañerías por encima del nivel del acumulador. Cabe señalar que el volumen de drenado para cada solución no es el mismo, debido que para la segunda propuesta hay más cantidad de tubería por encima de su nivel, por tanto mayor volumen de drenaje.

Para determinar las dimensiones del tanque en segunda planta (primera alternativa) se fija su altura en $h_{\text{tanque}} = 50 \text{ cm}$, corroborando así la condición ya mencionada, $h_{\text{tanque}} = 50 \text{ cm} \leq 60 \text{ cm} = h_{\text{inf.colectores}}$. Como fue mencionado, el volumen en *stand-by* debe quedar mínimo a $3/4$ (o también $6/8$) de la altura total del reservorio; con esto presente, se calcula el diámetro necesario del tanque para que el volumen drenado se establezca a una altura de $5/8$ del reservorio y se agrega fluido calor-transportador a la instalación hasta completar la altura mencionada. El agregado de este volumen a su vez garantiza que en operación, la altura de la superficie libre en el tanque sea superior a $1/8$ de la altura total del mismo.

$$\frac{5 \cdot V_{\text{tanque}}}{8} = V_{\text{colectores}} + V_{\text{tuberías}} \quad (3.6)$$

$$V_{\text{tanque}} = h_{\text{tanque}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{tanque}}^2}{4} \quad (3.7)$$

La suma del volumen de colectores (10,08 litros) y de tuberías (equivalente a aproximadamente 5 metros de tuberías) dan un total de 10,9 litros, obteniendo un **diámetro de tanque de** $d_{\text{tanque}} = 20 \text{ cm}$. El volumen total se ubicaría entonces en 15,7 litros. Los cálculos se realizan con cierto factor de seguridad, tomando volúmenes y distancias conservadoras, de forma de asegurar quedar por encima de las alturas mínimas estipuladas. El material de construcción para estos tanques más utilizado es el acero inoxidable, debido a que debe ser capaz de soportar las condiciones corrosivas del ambiente y del aire del circuito, además de las altas temperaturas y presiones propias del sistema.

Por otro lado, para la segunda alternativa, el sobre dimensionamiento de tuberías se realiza iterando sobre distintos diámetros y viendo qué altura se necesita para este. El procedimiento para el cálculo sigue las mismas ecuaciones que la solución anterior, solo que aquí se fija el diámetro. En el presente caso se tomó en cuenta el mayor diámetro disponible en el mercado. Como fue anteriormente mencionado, hay que tomar en cuenta más volumen de drenado en esta solución debido a que hay aproximadamente 10 metros de tubería más, teniendo un aproximado de 16 litros de volumen a drenar. Para el volumen de fluido considerado, se observa que a partir de diámetros de 110 mm la altura de la tubería sobredimensionada comienza a bajar de los 3 m , un parámetro viable dadas las condiciones del lugar. Para diámetros tan altos, escasean proveedores que tengan estas especificaciones de material cobre (generalmente el máximo del mercado suele ser $D_{\text{max.cobre}} = 50 \text{ mm}$), por lo tanto se descarta tal material. Una alternativa que ofrece las prestaciones necesarias para su utilización, es el acero inoxidable. Para este se encuentran diversas opciones de tuberías con diámetros de 110 mm y hasta mayores. Si se tomase la decisión de utilizar esta solución se deberían evaluar con mayor profundidad, ya que muchas de las opciones disponibles son construidas para el flujo de gases calientes en chimeneas. Cabe destacar que la utilización de esta tubería conlleva una serie de adaptaciones de trabajo de soldadura para sellar las entradas de la tubería de mayor diámetro.

Finalmente, por simpleza y para mantener la generalidad del estudio, se decide utilizar la primera alternativa, es decir el tanque en segunda planta, pudiendo traducir los resultados obtenidos a cualquier instalación en la que se pueda ubicar un tanque inmediatamente debajo de los colectores.

3.3.3.2. Entrada al tanque

En la Sección 1.7.4 se mencionaron ciertos aspectos que se deben tener en cuenta en el tanque *DrainBack* para evitar problemas que suelen suceder en estas instalaciones. Se sabe que la descarga libre de líquido dentro del acumulador genera burbujas de aire que pueden entrar al circuito y entorpecer el funcionamiento de la instalación, así como ocasionar ruidos molestos.

Para evitar estos problemas, si bien hay varias soluciones, una de las más sencillas y empleadas es evitar la caída libre, sumergiendo la tubería de entrada hasta niveles por debajo de la superficie libre del líquido dentro del tanque en funcionamiento. Con esta alternativa se debe emplear otra forma de entrada del aire para la etapa de vaciado, por lo que se realizan pequeños orificios a la tubería de forma que cuando se dé la parada de bomba, el aire tenga cómo ingresar a la cañería y el proceso de vaciado se pueda dar correctamente. Otra posible solución es curvar la entrada al tanque de forma que el flujo de agua incida contra la pared del reservorio y escurra con menor velocidad hasta la superficie libre del líquido. En las siguientes secciones se analizarán estas tecnologías en más detalle.

A su vez, como fue mencionado en varias ocasiones en este capítulo, el nivel de agua dentro del tanque representa un papel importante en todas las etapas de funcionamiento; es de vital importancia contar con un medidor de nivel para verificar que los valores de altura de agua en el tanque estén en los rangos correctos para cada respectiva etapa.

3.3.4. Bomba de circulación

En primer lugar, se repite el cálculo y procedimiento utilizado y explicado en la Sección 2.2.9 para el cálculo de funcionamiento en régimen, y a continuación, haciendo uso de la Figura 2.12, se presentan las tablas 3.1 y 3.2.

Tramo N°	Longitud [m]	Caudal [l/h]	D_{int} [mm]	Velocidad [$\frac{m}{s}$]	$\frac{mm\ c.a}{m}$	$\frac{mm\ c.a}{tramo}$	mm c.a (acum)
1-2	9,885	660	20	0,58	24,01	237,3	237,3
2-3	6,94	330	16	0,46	19,72	136,9	374,2
3-4	9,58	660	20	0,59	24,01	230,0	604,2

Cuadro 3.1: Pérdidas de carga distribuidas de la instalación *DrainBack*.

Nota: La Longitud 2 – 3 varía respecto a la original debido a que ahora las tuberías van en pendientes y no en tramos rectos, además de restarse también la altura del tanque DB.

Tramo N°	$\frac{mmc.a}{m}$	Reducc.	Codos	Tes	Válvulas	L_{eq} (m)	$\frac{mmc.a}{tramo}$	mm c.a (acum)
1-2	24,01	0	6	2	3	28,2	677,08	677,08
2-3	19,72	2	5	0	0	3,48	68,63	745,7
3-4	24,01	0	7	0	1	12,63	303,25	1048,95

Cuadro 3.2: Pérdidas de carga localizadas de la instalación *DrainBack*.

Aclaración: Se destaca que ya no se tiene la válvula antirretorno del diseño original.

Se reitera las pérdidas de carga del serpentín del acumulador y de la parrilla de colectores respectivamente: $PC_{colectores} = 24,5\ mm.c.a$ y $PC_{acumulador} = 133,7\ mm.c.a$.

Como ya se mencionó en la Sección 1.7.2, a diferencia de una bomba para una instalación convencional, en este sistema la bomba estará continuamente variando su solicitud

hidráulica al vaciado y llenado de la instalación, por lo cual se deberán evaluar distintas posibilidades y configuraciones para el correcto dimensionamiento y selección de la misma.

Un planteo esquemático muy simplificado de la instalación puede observarse en la Figura 3.6, donde, de izquierda (bomba apagada, sistema parado) a derecha (bomba en funcionamiento, sistema en régimen estacionario) se simboliza cómo avanza la columna de líquido por la instalación.

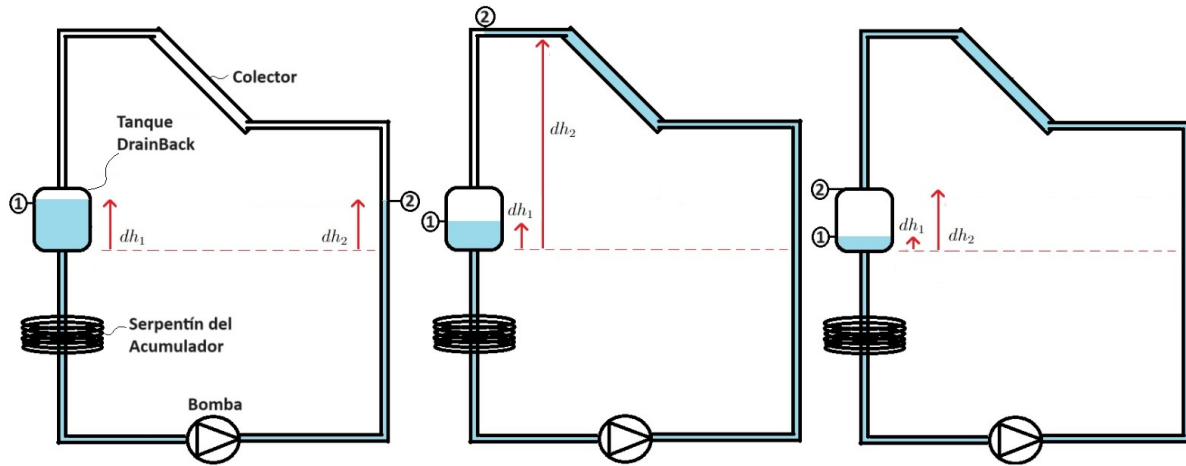


Figura 3.6: Esquema del proceso de llenado.

Haciendo uso de la Figura 3.6 se puede observar y analizar numéricamente la carga necesaria de la bomba para que el sistema actúe como se desea. A continuación, en la Ecuación 3.8 se representa el proceso observado en la pasada imagen mediante la ecuación de *Bernoulli* con pérdida de carga entre las superficies libres 1 – 2. Se destaca que al considerar los instantes como cuasiestacionarios, la descripción numérica se vuelve idéntica para los tres momentos:

$$dh_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + H_B = dh_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + \zeta_{1-2}, \quad (3.8)$$

Es claro que al estar expuestas a un gas ambas superficies $P_1 = P_2$. Comparando ahora las velocidades 1 y 2 mediante una conservación del flujo másico y tratando al fluido como incompresible, conservación del flujo volumétrico $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \Rightarrow \rho V_1 A_1 = \rho V_2 A_2 \Rightarrow \pi V_1 r_1^2 = \pi V_2 r_2^2$, con lo que finalmente $V_1 = V_2 \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2$, considerando el hecho de que el reservorio de *DrainBack* tendrá un radio de $r_1 = 101 \text{ mm}$ y la cañería 2 un radio de $r_2 = 0,8 \text{ cm}$, se desprecia V_1^2 respecto a V_2^2 sin pérdida de generalidad. Con estas consideraciones y despreciando, se puede llegar a:

$$H_B = (dh_2 - dh_1) + \frac{V_2^2}{2g} + \left(f \frac{L}{D} + K\right) \frac{V_2^2}{2g}, \quad (3.9)$$

$$H_B = (dh_2 - dh_1) + \left(1 + f \frac{L}{D} + K\right) \frac{V_2^2}{2g},$$

A partir de Ecuación 3.9 se puede analizar claramente como evolucionará la sollicitación hidráulica de la bomba en el proceso de llenado. Es importante destacar que la variación

de la altura dh_1 será entre $[\frac{1}{8}; \frac{6}{8}]$ de la altura del tanque de *DrainBack* que en este caso es de 50cm, y dh_2 tomará valores entre dh_1 y algo menores a 2m. Por lo tanto, es importante destacar la mayor sensibilidad de la carga de la bomba respecto a la altura de la superficie libre 2 respecto a la 1.

De la Figura 3.6 se llamarán instantes 1, 2 y 3 de izquierda a derecha para analizar la evolución de la carga:

- Período 1-2: suponiendo una velocidad uniforme de llenado es claro que la carga de la bomba será creciente por el aumento de $(dh_2 - dh_1)$
- Período 2-3: a partir del instante 2 y en adelante, será sumamente importante que V_2 sea lo suficientemente grande para que se genere el llamado efecto sifón, esto impone un valor mínimo de velocidad que depende del diámetro de la cañería. Mediante este fundamento se vuelve claro el valor agregado del efecto sifón, ya que al existir este, la altura de superficie libre 2 $-dh_2-$ se vuelve decreciente en este período, y con esto, la carga de la bomba. De no existir este efecto en la tubería, la superficie libre permanecería como en el estado 2 y el resto iría por escurrimiento, determinando así la carga de la bomba como ese máximo.
- Período 3-funcionamiento: Por último, al llegar al instante 3 la bomba llegará a su punto de operación en régimen donde permanecerá hasta ser apagada de nuevo.

En síntesis, el pasado análisis sugiere una carga de la bomba creciente hasta el instante 2, indicando también que la carga máxima de la bomba se dará en el momento en que la superficie libre se halle en el punto más alto de la instalación (Figura 3.6 central), es decir, a la salida de los colectores. En esta instancia se puede calcular, haciendo uso de la Ecuación 3.8, la carga que debe vencer la bomba para que la superficie libre llegue a la tubería de flujo ($v > 0 \frac{m}{s}$) significa $H_B \geq dh_2 - dh_1$ pudiendo calcularse así geométricamente el orden de tal valor. Luego la solicitud de carga hidráulica se estacionará en un punto mayor al inicial pero de orden similar. Este análisis se puede ver reflejado en la Figura 1.10.

Con este desglose presente, se vuelve más concreta la cuestión de qué bomba utilizar o si amerita utilizar dos en serie. Primero, teniendo la utilidad del efecto sifón traducida a solicitud hidráulica de la bomba, se vuelve claro que: la diferencia entre la mayor carga hidráulica solicitada en llenado y la que se establece en operación se ve reflejada en la diferencia de altura entre el tanque de *DrainBack* y el punto superior de los colectores. De esta forma, es claro que si es una posibilidad posicionar el tanque *DB* debajo de los colectores, la diferencia en carga se encontrará en el rango de $\Delta H \approx [1; 2] m$ y en circunstancias de esta naturaleza sería poco redituable posicionar dos bombas en serie. Sin embargo, no siempre se dispondrá del tanque acumulador *DB* en tal nivel, esto ya sea debido a las implicaciones atmosféricas que significa (en lugares geográficos donde el congelamiento sea un problema) o al simple impedimento del espacio físico, pudiendo recurrir a posicionar el tanque en una sala de calderas decenas metros abajo de los colectores. En escenarios como estos se ve la utilidad de solucionar la diferencia de ΔH con dos bombas hidráulicas en serie.

Considerando la instalación en diseño, el valor correspondiente al diferencial de alturas variará de acuerdo a la etapa del proceso del *DrainBack* en la que se halle el sistema.

- En la situación más exigente (Figura 3.6 central) se calcula de forma geométrica la diferencia de cotas entre superficies libres que debe vencer la bomba para establecer el flujo: $H_B \geq 2,26 \operatorname{sen}(40) + 0,1 + 0,5 \frac{2}{8} = 1,68 \text{ m.c.a.}$ (contemplando altura de colectores, distancia entre el tope del tanque y la base de los colectores y la porción de tanque vacía respectivamente). También se constata en la Figura 1.11 y datos experimentales provenientes de la misma, que el caudal de funcionamiento (permaneciendo este como la instalación original en $Q_{total} = 660 \frac{l}{h}$) es suficiente para generar el efecto sifón para los distintos diámetros (interiores: $D_{Q_{total}} = 20 \text{ mm}$ y $D_{\frac{Q_{total}}{2}} = 16 \text{ mm}$).

Teniendo en cuenta las pérdidas de carga localizadas y distribuidas en este instante se obtiene: $H_{max} \approx PC_{loc.} + PC_{dist.} + PC_{colectores} + PC_{acumulador} + 1,68 \text{ m.c.a.} \approx 3,45 \text{ m.c.a.}$.

- En funcionamiento en régimen estacionario, se contabilizan las pérdidas de cargas distribuidas, localizadas y de forma análoga al cálculo del ítem anterior: el diferencial de altura que se agrega entre la superficie libre dentro del tanque y la entrada de agua. Como ya se comentó en el diseño, esto se traduce a: $H_{funcionamiento} = PC_{loc.} + PC_{dist.} + PC_{colectores} + PC_{acumulador} + \frac{7}{8} h_{tanque \ DB}$, por último y teniendo en cuenta $h_{tanque \ DB} = 0,5 \text{ m}$, se obtiene finalmente: $H_{funcionamiento} = 2,25 \text{ m.c.a.}$

Al igual que en la instalación tradicional, si se selecciona la misma bomba, se necesita introducir una pérdida de carga para que en funcionamiento el caudal sea el de diseño. Como se busca obtener el efecto sifón para bajar la carga de la bomba, es necesario asegurarse que la carga impuesta por esta pérdida permita que el caudal de llenado sea suficiente para que se consiga este efecto. Con este propósito, la mayoría de la bibliografía disponible y patentes consultadas recurren al uso de bombas en serie o regulaciones con *timer*. Sin embargo, con el objetivo de simplificar esta dificultad y facilitar la naturaleza de regulación de este tipo de sistemas, se ideó una alternativa que se presenta a continuación.

En primer lugar, se busca que la pérdida se introduzca luego de cumplir el punto de máxima carga comentado anteriormente para no comprometer el proceso de llenado. Por esto, se coloca una válvula en el tramo de caída del agua al tanque *DrainBack* como mostrado en la Figura 3.7, así teniendo la seguridad que el caudal en el punto de máximo compromiso (previo a la válvula) es suficientemente grande para cumplir la etapa.

En segundo lugar, la válvula debe imponer una pérdida de $1,15 \text{ m.c.a}$ en el caudal de diseño, pues la bomba entrega $3,4 \text{ m.c.a}$ trabajando a $11 \frac{lt}{min}$. A partir de ello, el caudal que se obtiene en el proceso de llenado, una vez el fluido alcanza la posición de la válvula reguladora, dependerá de ciertos elementos. Si se supone que la válvula se encuentra a $0,5 \text{ m}$ de distancia de la entrada del tanque y que aporta la misma pérdida de carga que en funcionamiento, la pérdida de carga total sería $H \approx H_{funcionamiento} + 0,5 \text{ m.c.a.} + 1,15 \text{ m.c.a.} = 3,9 \text{ m.c.a.}$ En este escenario la bomba aportaría un caudal situado entre $6 - 7 \frac{l}{min}$. Basándose en los estudios realizados en la referencia[25], con un diámetro interior de tubería de 20 mm , según el gráfico 1.11 el caudal mínimo para formar sifón es aproximadamente $5 \frac{l}{min}$, menor al que la bomba puede aportar y, por lo tanto, se considera que se formará tal fenómeno. Posteriormente, en la Sección 5.4.5 se estudiará experimentalmente la influencia de la válvula reguladora en el circuito.

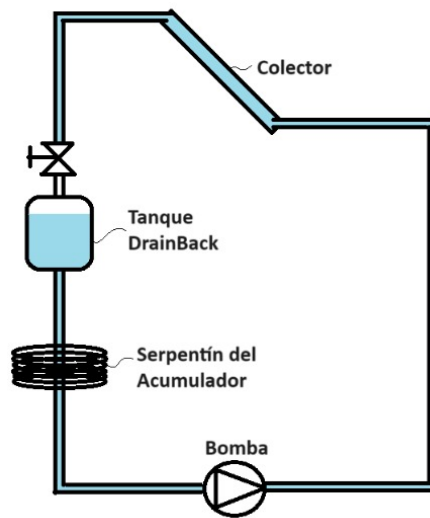


Figura 3.7: Ilustración del sistema con la válvula para ajustar el caudal.

3.3.5. Sistema de control

Debido al cambio en funcionamiento y las distintas etapas que presenta el sistema (llenado, operación y vaciado), se debe diseñar un sistema capaz de controlar la temperatura máxima en el primario, la diferencia de temperatura entre salida de colectores y acumulador, temperatura máxima del acumulador, y eventualmente podría ser requerido que sea capaz de comandar dos bombas.

En primer lugar, por las características intrínsecas al sistema *DrainBack*, se debe delimitar la temperatura de salida de colectores de forma que no se produzca formación de vapor, con cierto margen de seguridad. A su vez, en esta discusión se debe considerar la integridad de los materiales que conforman el circuito primario. En caso de utilizar tuberías del material PEX, se debe drenar el sistema al alcanzar los 80°C dado que es la temperatura máxima de operación que permite este material (ver Sección 3.3.1). Si se trabaja con tuberías de cobre, no hay limitantes en la temperatura a la que puedan trabajar, por lo que se debe limitar con el análisis de prevención en la formación de vapor. Por otro lado, si se trabaja con tuberías de cobre el análisis se limita a prevenir la formación de vapor como fue mencionado en la Sección 3.3.1, por lo que se deberá frenar el sistema cuando la temperatura a la salida de colectores supere los 110°C .

A su vez, en este escenario de funcionamiento por *DrainBack*, dependiendo de la temperatura que a la que se limite el funcionamiento del circuito primario se tendrá en consideración si debe delimitarse la temperatura en el acumulador. Se recuerda que la temperatura máxima del tanque se sitúa en 95°C , por lo que en el caso de utilizar tuberías de cobre, será necesario introducir un comando de comienzo del vaciado cuando el acumulador llegue a 85°C para frenar con cierto margen de seguridad y asegurar la integridad de uno de los elementos más costosos de la instalación. Por otro lado, si las tuberías utilizadas son de material PEX, la temperatura en el primario no supera los 80°C por lo que limitar la temperatura del acumulador es redundante.

Al igual que en la instalación tradicional se busca optimizar el funcionamiento del circuito, limitándose a los casos donde la energía absorbida es considerable, por lo que

solamente se mantiene activado el circuito primario mientras la diferencia de temperatura entre salida de colectores y acumulador sea mayor a 4°C y en caso de ser menor el sistema es drenado. Esto a su vez previene que el sistema primario absorba energía del acumulador y la libere al ambiente. Los grandes cambios en el control respecto al sistema tradicional se ven en los requisitos para comenzar la etapa de llenado. Se debe tener en cuenta que cuando se detiene el sistema, el fluido presente en colectores es aire de una capacidad térmica menor a la del agua (entorno a cuatro veces menor), por lo que a la misma radiación recibida el aire aumenta más su temperatura en referencia al agua. En la instalación tradicional uno de los criterios para retomar operación es 7°C de diferencia de temperatura, en *DrainBack* por lo anteriormente mencionado se requieren al menos 12°C según [23]. A su vez se debe verificar que la temperatura en el acumulador sea menor a 75°C , ya que sino existe la posibilidad que el sistema se inicie y el acumulador rápidamente alcance su temperatura máxima y se deba detener, provocando demasiados estados transitorios en el sistema.

Por las razones presentadas en la Sección 3.3.4 en el circuito que se diseña solo se utilizará una bomba hidráulica, por lo que el conjunto de medidas de control y los comandos necesarios pueden ser todos realizados por el mismo controlador presentado en la instalación tradicional y no se tiene la necesidad de adquirir un tipo de control más complejo y costoso. También se utilizarían los mismos tipos de sensores de temperatura en la salida de colectores y en el tanque acumulador, colocados de la misma forma que descrito en 2.2.11. De forma resumida, se presentan las decisiones para esta instalación en el siguiente punteo.

- Cuando la temperatura detectada en el sensor en el acumulador es mayor o igual a 85°C se detiene la circulación.
- Si la diferencia de temperatura entre la salida de colectores y el tanque de acumulación es menor a 4°C apaga la bomba.
- Se vuelve a accionar si la diferencia de temperatura entre el acumulador y la salida de colectores es mayor a 12°C , y la temperatura leída del acumulador mayor a 75°C .

En otro escenario donde se requieran dos bombas en serie, el aspecto más relevante de la etapa de llenado es quizás la configuración para comandar la bomba de apoyo; se recuerda que en la etapa de llenado se encienden las dos bombas pero en operación funciona únicamente una. El problema se vuelve cómo identificar en qué momento el sistema alcanzó el sifón y no requiere de los dos sistemas de impulsión. Algunos estudios sugieren que se puede detectar esto por las temperaturas del circuito, pero no fue presentado ningún trabajo formal ni sugerencias de cómo llevarlo a cabo; por otro lado, en [25] se indica que la opción más utilizada es hacerlo con un temporizador: una vez iniciado el proceso de llenado se comienza el conteo, y al transcurrir un tiempo determinado (dependiente de las variantes de cada instalación) se apaga la bomba de apoyo. Esta opción es sencillamente aplicable y segura, dado que si el sistema funciona con las características de la operación pero con las dos bombas encendidas durante unos segundos o minutos no habrá mayor repercusión. En el mercado actual, no se encuentran disponibles opciones prefabricadas de controladores diseñadas específicamente para este tipo de instalación. La marca que fabrica el controlador utilizado (SELTRON) ofrece también el modelo SGC36 capaz de

gestionar dos bombas pero, sin embargo, no incluye un modo de control preestablecido para este sistema en particular, por lo que sería necesario realizar investigación adicional para determinar si este controlador es adecuado para satisfacer las necesidades de este servicio. Utilizar un PLC con lectura de señales analógicas es una opción de mayor costo pero que fácilmente cumpliría los requisitos.

3.4. Etapas del proceso

3.4.1. Llenado de la instalación

La etapa de llenado comienza cuando el sistema de control detecta una cierta diferencia de temperaturas, entre el aire a la salida de colectores y el agua en el acumulador, que requiere que el sistema vuelva a operar. Durante esta etapa la bomba deberá vencer la carga requerida por el sistema, para mover la columna de agua desde la altura de la superficie libre del tanque *DB*, hacia el punto más elevado de la instalación a la salida de los colectores. Posterior a dicho punto, fluirá por gravedad por la tubería de flujo¹, cerrando el circuito y entrando en régimen.

Previo al comienzo del llenado, la zona de los colectores y parte de la tubería de retorno² y de flujo, estarán llenas de aire. La bomba de circulación debe lograr evacuar el aire hacia el tanque *DB*. Se debe considerar también, pensando en la etapa de operación, si se desea habilitar la presencia de aire en la tubería de flujo, o alternativamente, imponer un caudal mayor que la llene por completo de fluido de trabajo. Para lograr dicha condición, existe un caudal mínimo dependiente del diámetro de la tubería y de la altura a vencer. El fenómeno descrito es el denominado efecto sifón, analizado con detalle en la sección 1.7.2.

3.4.2. Operación del sistema

Una vez culminada la etapa de llenado de la instalación, el sistema pasa a la etapa de operación. Aquí surgen dos caminos posibles: permitir la presencia de aire en la tubería de flujo, habilitando que el fluido de trabajo escurra por gravedad, coexistiendo así aire y líquido desde la salida de los colectores hasta el tanque; o buscar el establecimiento de un sifón, que implica un llenado completo de la tubería de flujo. Ambos flujos se observan en la Figura 1.9.

En esta etapa se buscará, a partir del diseño hidráulico de la instalación, considerando la selección óptima del diámetro de cañerías y bombas de circulación, establecer un flujo de tipo sifónico, para ello, se deberá evitar la presencia de aire en las cañerías, buscando disminuir la carga máxima soportada por la bomba. Para ello es necesario seleccionar un diámetro de cañerías que evite un flujo como el observado en la Figura 1.9b. Dicho flujo se da ya sea en la etapa de llenado, cuando el fluido aún no alcanzó la velocidad de régimen, o durante la operación cuando el caudal líquido en la tubería de fluido se encuentra por debajo de cierto límite, el cual se traduce en un flujo no-sifónico. La referencia [26], realizó una serie de ensayos en modelos físicos, a través de la cual determinó los caudales mínimos requeridos para establecer un flujo sifónico, en una variedad de diámetros de tubería, los resultados de sus estudios se encuentran en la Figura 1.11.

Como fue descrito en la sección 1.7.3, la presencia de aire en el tanque *DB*, ocasiona una depresión en el punto de máxima altura del sistema, ubicado a la salida de los colectores. El sistema a utilizar será presurizado, con el fin de evitar posibles filtraciones de aire del exterior, las cuales pueden incidir en el establecimiento del flujo sifónico deseado y puede ocasionar la corrosión de la cañería; como ya se mencionó en la Sección 3.3.2 el

¹Se reitera que la tubería de flujo refiere a la tubería entre la salida de los colectores y el tanque *DB*.

²Tubería entre la impulsión de la bomba y la entrada de los colectores.

aire existente en la instalación no ocasionará mayores problemas de óxido debido a que es limitado. Otro factor a considerar es el ascenso de aire desde el tanque *DB* por la tubería de flujo, cuando el sistema está en condición de operación. Se deberá tener en cuenta los caudales mínimos requeridos para evitar dicha condición, que puede ocasionar un vaciado involuntario del sistema. Como es intuitivo, con el caudal de formación de sifón para una cañería dada, este no se vaciará, es decir $Q_{form.sifon} \geq Q_{Vaciado}$.

La referencia [26] recomienda la Ecuación 3.10 para evitar dicha transición de flujo sifónico a no sifónico o el vaciado involuntario, dependiente únicamente del diámetro de la tubería.

$$Q_{min} = 0,03 * d^2 - 0,61 * d + 4,27 \quad (3.10)$$

Con Q_{min} el caudal en litros por minuto y d en metros.

Para la presente aplicación dicho caudal será $Q_{min} = 4,3 \text{ lt/min}$ (cercano al indicado en la Figura 1.11), el cual implica una velocidad mínima $U_{min} = 0,23 \text{ m/s}$.

Como fue mencionado en la Sección 3.3.3.2, al utilizar un tanque de *Drainback* como reserva de fluido, un fenómeno difícil de evitar durante la etapa de operación del sistema es la formación de burbujas por el impacto del jet vertical de agua en la superficie libre del mismo. En la Figura 3.8 se observa dicho fenómeno.

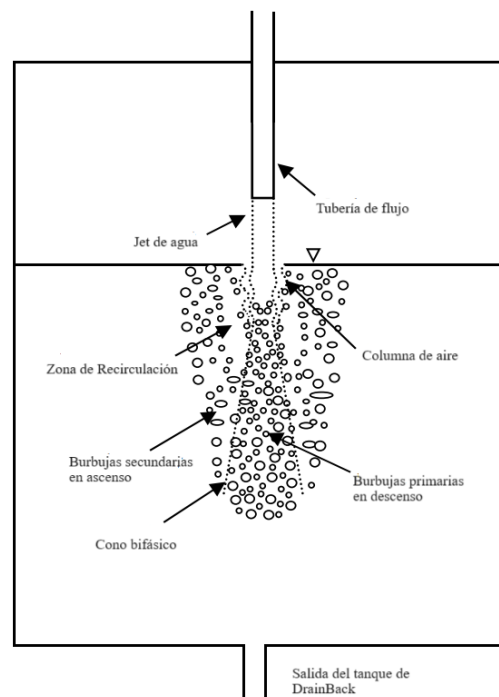


Figura 3.8: Entrada del flujo al tanque de *DrainBack*. Imagen adaptada de la ref.[46].

Este fenómeno conlleva ciertas consecuencias si no es considerado en el diseño. En primer lugar, puede generar ruidos molestos constantes mientras el sistema se halle en condición de operación, que podría generar molestias en los residentes. Por otro lado, debe ser considerada la profundidad de entrada de las burbujas de aire en el tanque. Si la profundidad excede cierto valor, algunas burbujas podrían trasladarse por la cañería de

salida del tanque, generando problemas en el sistema si interactúan, por ejemplo, con la bomba de circulación (cavitación).

La profundidad de penetración de las burbujas en el tanque de *DrainBack*, dependerá de una variedad de factores, como el nivel del fluido en el mismo, la velocidad del jet vertical de agua V_{jet} , el diámetro de la tubería de flujo incidente en el tanque, y la configuración de la misma (sumergida o sobre la superficie libre). El caudal volumétrico es un factor muy importante a considerar, que junto con la altura de la superficie libre, determinarán en mayor medida la profundidad de penetración de las burbujas de aire. La referencia [26] recomienda utilizar $V_{jet} \in [0,4 : 1]m/s$, el cual marcará una profundidad de penetración de 19cm para el tanque 90% lleno y 17cm para 30% lleno. Velocidades mayores causan un elevado aumento de la profundidad.

En la siguiente sección se analizan ciertas soluciones a la entrada de burbujas de aire, que afectan directamente la forma en la que se da el vaciado del sistema.

3.4.3. Vaciado del sistema

El vaciado del sistema supone uno de los procesos esenciales de los sistemas *DrainBack*. En la Figura 1.16 se analizaron distintas formas de lograr el vaciado, considerando el requerimiento de entrada de aire a la zona de los colectores. Con el objetivo de encontrar la tecnología óptima para lograr dicha etapa, se recurrió a manuales de sistemas prefabricados, que incorporan esta tecnología, así como a publicaciones académicas que han experimentado con las mismas.

Una de las tecnologías recurrentes es la presencia de orificios en la tubería de entrada al tanque *DB*. Este se utiliza con el fin de sumergir dicha tubería, previniendo ruidos molestos y la posible entrada de burbujas de aire al sistema. El orificio actúa facilitando la entrada de aire a la zona de los colectores y en el llenado de la instalación extrayendo el aire de los mismos. En la Figura 3.9 se observan dos implementaciones de dicha tecnología en casos reales. En la Figura 3.9a se observa el sistema en operación con la salida del fluido a través de los agujeros, a medida que entra al tanque *DB* por la tubería de flujo. En la Figura 3.9b se visualiza una cierta curvatura en la tubería de entrada al tanque, la cual evita la entrada abrupta de fluido al tanque y por ende, el pasaje de burbujas hacia la descarga.

En particular, en la referencia [26] se analizan y experimentan distintas técnicas para lograr el vaciado de las instalaciones *DrainBack*. Entre ellas se encuentra el orificio en la tubería de flujo sumergida, para la cual experimenta con una variedad de diámetros de orificio, así como distintas sumergencias de la tubería. Los resultados muestran que un orificio de 5mm es el óptimo para el llenado/vaciado de la instalación. Se debe considerar también cuánto se sumerge la tubería en el tanque, considerando la presencia de burbujas de aire en ciertas etapas del llenado, vaciado y operación. Se observa que, sin importar cuánto se sumerja, siempre aparecen burbujas en la descarga. Una solución que se plantea, es colocar una placa en el interior del tanque que divida el volumen de fluido en el mismo y actúe como barrera al pasaje de burbujas.

3.4.3.1. Tiempo de Vaciado

Un factor no menor en este tipo de sistemas es el tiempo de vaciado de la instalación, en especial, el tiempo en el que los colectores se vacían. Este parámetro temporal es de

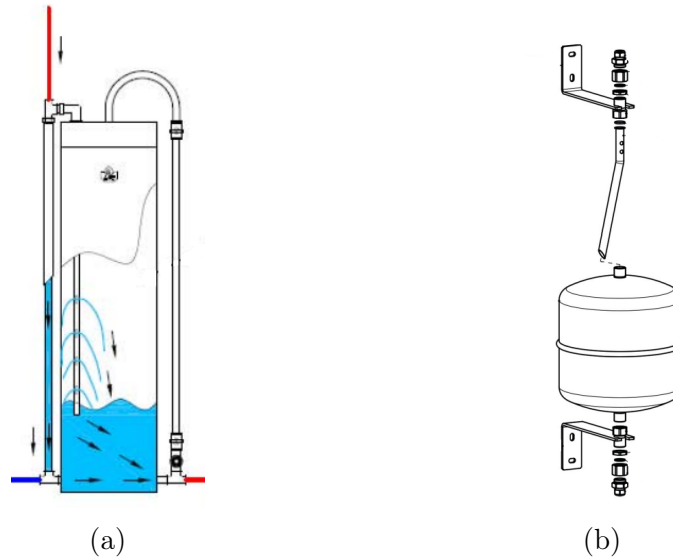


Figura 3.9: Orificio en tubería de flujo observado en un sistema real.

suma importancia, ya que de ser muy alto (un vaciado lento) se plantea la situación en la que, en pleno proceso de drenado se forme vapor en los colectores, volviendo así obsoleto el sistema.

En la bibliografía consultada no se hallaron parámetros temporales de comparación con respecto a las posibles consecuencias, por esto, en la presente sección se plantea un análisis aproximado del tiempo de drenado para impedir la formación de vapor en dicho proceso. Es importante destacar que los cálculos realizados no pretenden modelar el sistema real de manera exacta, sino más bien proporcionar un valor representativo que sea lo suficientemente preciso y útil para los propósitos de esta investigación. Aunque los resultados pueden no ser perfectos, se consideran adecuados para los objetivos planteados.

Considerando la presente instalación, se dispone de $A = 6 \times 2,61 \text{ m}^2 = 15,66 \text{ m}^2$ (área de captación), y $V = 6 \times 1,68 \text{ L}$ (volumen de fluido dentro de los colectores). Tomando en consideración cálculos sumamente conservadores, se asumirá que la irradiancia global incidente por parte del sol tiene un valor de $G_s k_{t_{max}} = 1361 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 0,8 = 1089 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$, siendo G_s la llamada *Constante solar* [47] que representa la energía incidente en el tope de la atmósfera, multiplicada por el índice de claridad máximo, que rara vez toma un valor superior a 0,8 [48], contemplando así todas las pérdidas de energía en la atmósfera terrestre. De esta energía incidente, la aprovechable por el colector será la ya mencionada $G_s k_{t_{max}}$ considerando también un coeficiente de rendimiento medio por parte del colector de $\bar{\eta} = 0,60$. A modo de ejemplo, en el colector seleccionado de la instalación, utilizando la Figura 2.5 un valor de $\bar{\eta} = 0,6$ corresponde a un $\Delta T^* = 0,031$, con lo que (suponiendo $T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ y $G = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$) indica una $T_m = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, dejando así en claro que el valor tomado es sumamente conservador.

Mediante un balance de energía por unidad de área de captación se plantea el análisis de la evolución transitoria de la temperatura en el vaciado. En este análisis se considera que a medida que el líquido va evacuando el colector, recibe energía solar que incide sobre la porción que está ocupando (con lo cual la relación entre el volumen de líquido y el área de la que recibe calor es la misma que la del colector entero). Esto no es del todo certero pues se estará recibiendo algo más energía desde la parte ocupada por el aire, por

conducción axial en la pared de tubo y aletas. No obstante, al trabajar con un rendimiento de captación de energía solar relativamente alto para las temperaturas en cuestión (50 %), se considera que este efecto se compensa de alguna manera.

$$\begin{aligned}\frac{dE}{dt} \frac{1}{A} &= G_s k_{t_{max}} \bar{\eta} \\ \frac{\rho C_p V}{A} \frac{dT}{dt} &= G_s k_{t_{max}} \bar{\eta} \\ \frac{dT}{dt} &= \frac{G_s k_{t_{max}} A \bar{\eta}}{\rho C_p V}\end{aligned}\quad (3.11)$$

Con el desarrollo del balance de energía, en la Ecuación 3.11 se obtiene la evolución de la temperatura en función del tiempo. Al integrarla en esta última variable:

$$\begin{aligned}\int_{t_{frenado}}^{t_{vapor}} \frac{dT}{dt} dt &= \int_{t_{frenado}}^{t_{vapor}} \frac{G_s k_{t_{max}} A \bar{\eta}}{\rho C_p V} dt \\ T_{vap} - T_{frenado} &= \frac{G_s A \bar{\eta}}{\rho C_p V} (t_{vapor} - t_{frenado})\end{aligned}\quad (3.12)$$

Finalmente, considerando el momento inicial en el que se llega a la temperatura de parado de la bomba ($t_{frenado} = 0$), con $T_{frenado} = 80^\circ C$ y recordando $T_{vap} = 130^\circ C$.

$$\begin{aligned}t_{vapor} &= (T_{vap} - T_{frenado}) \frac{\rho C_p V}{G_s k_{t_{max}} A \bar{\eta}} \\ t_{vapor} &= (130^\circ - 80^\circ) \frac{1010 \frac{kg}{m^3} 3,932 \frac{kJ}{kg \times C} V}{G_s k_{t_{max}} \bar{\eta} A}\end{aligned}\quad (3.13)$$

Con este resultado, se dispone de un tiempo crítico de vaciado para la instalación, lo cual representa un parámetro fundamental para la operación del sistema. En el planteo de la Ecuación 3.13, se observa cómo el único parámetro que representa dimensiones físicas de la instalación es $\frac{V}{A}$ y con la suposición anterior (la relación entre el volumen de líquido y el área de la que recibe calor es la misma que la del colector entero), esta fracción es la misma que la de los colectores, es decir $\frac{V}{A} = \frac{6V_{colector}}{6A_{colector}} = \frac{V_{colector}}{A_{colector}}$, dependiendo así únicamente del colector que se escoja para realizar la instalación y no de la configuración de instalación de este (considerando también que el coeficiente $\bar{\eta}$ será similar en todos los colectores). Explorando el mercado se puede verificar como el ratio entre el área de captación y el volumen de fluido que dispone cada colector no es una relación que varíe mucho entre distintos modelos o fabricantes. Resulta intuitivo que cuando un mismo fabricante ofrece dos modelos de colectores de distinta área de captación, sigue utilizando tuberías del mismo diámetro (sólo aumenta la cantidad de tubos o los hace más largos). Por lo tanto, el volumen del colector presenta un incremento lineal con el área, y entonces el ratio se mantiene constante. En la Tabla 3.3 se observa cómo este ratio generalmente se encuentra en el intervalo de $[0, 5; 1] \frac{lt}{m^2}$, acercándose más al límite superior cuanto más chico es el colector (y al inferior cuanto más grande). Resulta interesante observar las diferencias en las áreas de captación de los distintos fabricantes de la Tabla 3.3, mientras que los volúmenes no presentan tanta variación.

Teniendo en cuenta lo planteado anteriormente y las características del sistema en cuestión, se concluye que de la Ecuación 3.13 resulta un valor de tiempo de vaciado de

Colector	$A_{\text{captación}} \text{ (m}^2\text{)}$	$V_{\text{fluido}} \text{ (L)}$	$\frac{V_{\text{colector}}}{A_{\text{captación}}} \left(\frac{\text{L}}{\text{m}^2}\right)$
Bural Solar <i>HP270</i>	2,61	1,68	0,64
GREEN ONETEC <i>FK2803</i>	1,84	1,56	0,85
FIVESTAR <i>FS – PTY95 – 2,0</i>	1,9	1,8	0,95
SUNRAIN <i>FPC1200A</i>	1,74	1,66	0,94
TERMICOL <i>T25US</i>	2,36	1,27	0,54
ECOMESH <i>V230/00</i>	1,55	1,2	0,77
SUNSET <i>SUNBLUE21</i>	1,975	1,13	0,57

Cuadro 3.3: Ejemplos de colectores autorizados por la URSEA y su relación $\frac{V_{\text{colector}}}{A_{\text{captación}}}$.
Aclaración: en la Tabla 3.3 se presenta el llamado ratio en $\frac{\text{L}}{\text{m}^2}$, para introducirlo en la Ecuación 3.13 se debe convertir a $\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2}$ (m) es decir, dividir entre 1000.

$t_{\text{vapor}} = 194 \text{ s} = 3 \text{ min } 14 \text{ s}$ para la instalación diseñada. Si, en cambio es escogiera por utilizar cobre en lugar de PEX ($T_{\text{frenado}} = 110^\circ\text{C}$), entonces se tendría un parámetro de $t_{\text{vapor}} = 78 \text{ s} = 1 \text{ min } 18 \text{ s}$

A partir de este resultado se debería chequear el tiempo de vaciado del sistema, verificar que tal valor sea cercano o menor al calculado de t_{vapor} (ya que el cálculo es sumamente conservador) y en caso de obtener valores de tiempo muy altos se debe valorar alguna solución. Una posible solución puede ser una recirculación entre la tubería de entrada de los colectores y la entrada (o a la salida) del tanque, con una electroválvula “Normal abierta” accionada por el mismo sistema de control de la bomba. De esta forma, en funcionamiento -bomba prendida, válvula cerrada- no ofrece ningún cambio sobre la instalación y en vaciado -bomba apagada, válvula abierta-, se abre la válvula facilitando la entrada del aire a los colectores (el flujo inverso del líquido desde los colectores al tanque de *DrainBack*). Esta solución se observa en la Figura 3.10, simbolizada como una tubería segmentada, señalada como opción 1 u opción 2. Una opción alternativa con la misma logística de funcionamiento sería la opción 3 de la Figura 3.10 o una combinación entre alguna de las opciones presentadas. Esta última opción es la que se selecciona para la instalación. En secciones posteriores se plantea ensayarla y ver si posee el comportamiento deseado y esperado.

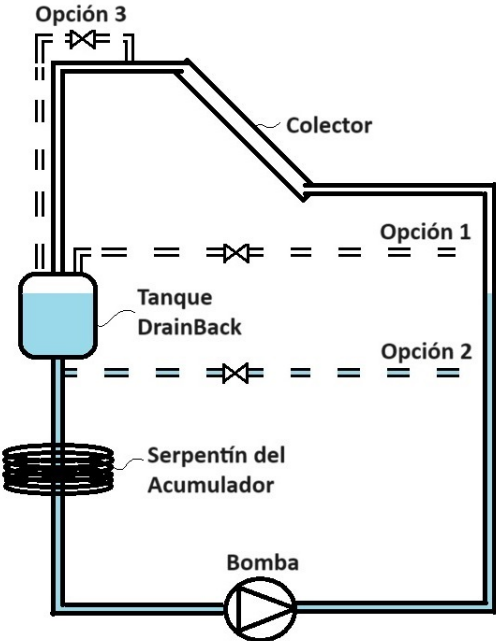


Figura 3.10: Soluciones posibles para disminuir el tiempo de vaciado.

Capítulo 4

Estudio comparativo de costos

4.1. Costos

Más allá del vasto y profundo estudio fenomenológico realizado sobre la suplencia del método convencional del vaso de expansión por el sistema *DrainBack*, en proyectos de esta naturaleza suele suceder que el factor económico termina siendo determinante sobre las decisiones a tomar. Con esto presente, en este capítulo se lleva a cabo un análisis comparativo de costos entre la instalación convencional y la opción basada en el sistema *DrainBack*. Además, se exploran algunas alternativas destinadas para la reducción de costos que proporciona la tecnología *DrainBack*, y se proporciona una explicación de las circunstancias en las que podrían resultar más beneficiosas.

A continuación, en las Tablas 4.1 y 4.2 se presentan los costos de los elementos necesarios para cada instalación.

Material	Modelo	Unidades	Costo Unitario	Costo total	Moneda
Colectores	Bural Solar San - HP270	6	732	4392	USD
Tuberías x 6m	Cobre 5/8"	2	85	170	USD
Tuberías x 6m	Cobre 7/8"	4	134	536	USD
Acumulador	Kodsan - KBD1000	1	4270	4270	USD
Bomba hidráulica	DAB VA 55/180	1	260	260	USD
Controlador	SELTRON SGC16	1	410	410	USD
Medidor de temperatura	Sonda de superficie	1	40	40	USD
Medidor de temperatura	Sonda de inmersión	1	30	30	USD
Vaso de expansión	GL SUN de 50 lt	1	255	255	USD
Sujeción de paneles	-	2	410	820	USD
Bloques de hormigón	100mm × 300mm × 600mm	48	6	288	USD
Válvula de seguridad 1/2"	6 bar máxima	2	36	72	USD
Válvula de corte 1/2"	-	3	7	21	USD
Válvula antirretorno	-	1	10	10	USD
Válvula de purga de aire 1/2"	-	2	23	46	USD
Válvula termostática 1/2"	-	1	40	40	USD
x5 adaptadores 5/8" a 1/2"	-	3	27	81	USD
T	-	2	10	20	USD
Costos imprevistos	-	≈ 10 % total	1000	1000	USD
Total				12761	USD

Cuadro 4.1: Costos instalación tradicional

La mayoría de los precios fueron adquiridos de la web y catálogos de distribuidores. En los casos de los elementos más costosos como los colectores, el acumulador, tuberías, controlador, sujeción de paneles y vaso de expansión los precios fueron proporcionados por el personal de Climatización Integral, empresa proveedora de materiales para éste tipo de instalaciones, entre otras. Para la estimación del costo del tanque *DrainBack*, se enfrentaron dificultades para encontrar proveedores que comercializaran la pieza de forma individual. Generalmente, los fabricantes tienden a retener su información y no comercializan componentes de la instalación de manera aislada. Como referencia, se identificaron dos publicaciones en sitios de comercio electrónico internacionales, ofreciendo tanques *DrainBack* de 10 galones a precios de 350 y 550 USD respectivamente, sin incluir el costo de envío a Uruguay. Sin embargo, dichos tanques por su mayor tamaño (el dimensionado es poco mayor a 4 galones) no resultaron adecuados para la instalación en cuestión y presentaban un costo elevado para el nivel de sofisticación requerido. Por ende, para el presupuesto del tanque, se recurrió a la consulta con un constructor local de piezas de acero inoxidable, quien estimó un costo aproximado de 250 USD, incluyendo materiales y mano de obra.

Material	Modelo	Unidades	Costo Unitario	Costo total	Moneda
Colectores	Bural Solar San - HP270	6	732	4392	USD
Tuberías x 20m	PEX 16mm	1	24	24	USD
Tuberías x 20m	PEX 20mm	2	24	48	USD
Acumulador	Kodsan - KBD1000	1	4270	4270	USD
Bomba hidráulica	DAB VA 55/180	1	260	260	USD
Controlador	SELTRON SGC16	1	410	410	USD
Medidor de temperatura	Sonda de superficie	1	40	40	USD
Medidor de temperatura	Sonda de inmersión	1	30	30	USD
Sujeción de paneles	-	2	410	820	USD
Bloques de hormigón	100mm × 300mm × 600mm	48	6	288	USD
Tanque DrainBack	-	1	250	250	USD
Válvula de seguridad 1/2"	6 bar máxima	2	36	72	USD
Válvula termostática 1/2"	-	1	40	40	USD
Válvula de purga de aire 1/2"	-	1	23	23	USD
x5 adaptadores 5/8" a 1/2"	-	1	27	27	USD
T	-	2	10	20	USD
Costos imprevistos	-	≈ 10 % total	1000	1000	USD
Total				12014	USD

Cuadro 4.2: Costos instalación DrainBack

Los restantes elementos fueron extraídos de diversas páginas de comercio electrónico siendo algunas en el exterior (como Amazon en Estados Unidos), por lo que sus precios son solo aproximaciones del costo real al momento de la instalación. A su vez, en ambas instalaciones hace falta incluir el costo de la fibra de vidrio y folio de aluminio para aislar tuberías, que no fue posible conseguir el precio para los diámetros de la instalación. Por esto y por otros materiales y servicios que puedan ser pasados por alto, es que se incluye un costo por imprevistos, que se estima como un 10 % del total. Es usual en obras estimar costos inesperados a éste valor.

Como primer conclusión, se observa que las diferencias en los costos directos de materiales no son significativas. Esta situación resulta de los pocos cambios efectuados en la selección de componentes entre las diferentes instalaciones, destacándose principalmente la eliminación del vaso de expansión, el cambio de tuberías de cobre por PEX-A y la reducción de algunas válvulas. A su vez, el mayor costo en una instalación solar térmica siempre será el tanque acumulador junto con los colectores por lo que cambios en otras partes de la estructura no tendrán peso considerable. Esto sugiere que desde el punto de vista de costos, el *DrainBack* no ofrece una ventaja considerable sobre el método tradicional, aunque si presenta un ahorro.

4.1.1. Costos de mano de obra

Con ánimos de indagar con más profundidad en los costos de la instalación, se consultó con dos responsables técnicos experimentados en éstos sistemas sobre su opinión en los costos directos y de mano de obra para consolidar un proyecto de éstas dimensiones. Cada uno proporcionó aproximaciones distintas sobre cómo abordar la presupuestación del sistema.

Por un lado, el primer *RTI*¹ aconsejó aproximar los costos a 1000 US\$ por metro cuadrado de colectores. Este enfoque es para una instalación del tipo tradicional e incluiría el costo de materiales, mano de obra y regalías. Desde su trayectoria esto generalmente es una aproximación bastante cercana (apartando las variantes que cada instalación pueda

¹*RTI*: Responsable técnico de la instalación

requerir), siempre y cuando se intente disminuir la cantidad de codos, cortes y soldaduras a realizar ya que podrían incrementar fuertemente los costos de obra, además de aumentar el riesgo de fallas. Siguiendo su consejo el costo final de la instalación que se diseña serían aproximadamente 16000 US\$, lo cual está bastante alineado considerando el costo aproximado de los materiales que se buscaron.

Por otro lado, el segundo instalador sugirió sumar a los costos directos de adquisición de materiales, un aproximado de 1,5 US\$ por litro de volumen de acumulación para la mano de obra. Esto sugiere un total de 1500 USD destinados a mano de obra y llevaría el costo a un estimado cercano a 13500 US\$ para la instalación *DrainBack* y 14000 US\$ para la tradicional. Se cree que en la instalación *DrainBack* los costos de mano de obra serían menores debido a la facilidad en la instalación de tuberías PEX, ahorrando mano de obra especializada en soldadura y también tiempo. A su vez, si se incluyeran las regalías en estos costos llevaría a concluir un precio final muy similar al enfoque proporcionado por el primer *RTI*. Esto da certezas de que el procedimiento de presupuestación realizado llevó a resultados certeros y muy aproximados a la realidad.

Se mencionó también agregar 150 US\$ anuales para cubrir costos de mantenimiento, por eventuales problemas y para visitar la instalación con periodicidad, aunque en su opinión si se tienen las precauciones necesarias en la colocación los costos de mantenimiento deberían ser casi nulos.

Asumiendo un presupuesto total de 16000 US\$ para la instalación tradicional, se elaboraron gráficos circulares para facilitar la visualización de los principales gastos asociados tanto a la instalación tradicional como a la instalación *DrainBack*. Dichos gráficos se presentan en Figura 4.1 para la instalación tradicional y en Figura 4.2 para la instalación *DrainBack*, respectivamente. Los costos asociados a mano de obra y regalías se determinaron de manera retroactiva para la instalación tradicional, partiendo del presupuesto restante tras considerar los gastos en materiales hasta alcanzar los 16000 US\$. El valor obtenido se replicó para el sistema *DrainBack*. En ambos casos, aproximadamente el 25 % de los costos son absorbidos por los colectores solares, lo cual es un parámetro usual en este tipo de instalaciones. A su vez se observa que los gastos imprevistos toman un gran porcentaje, pero notando que están incluidos casi todos los elementos que se utilizarían se cree que los gastos no anticipados no serían de esa magnitud.

4.1.2. Amortización instalación

Naturalmente, al realizar un estudio de éstas características surge la inquietud de calcular el tiempo necesario para amortizar la instalación. Desde la experiencia de uno de los *RTI*, en las instalaciones que se construyen en general lleva entre 5 y 6 años aproximadamente recuperar la inversión. Para realizar éste ejercicio se debe tener en cuenta la fuente que actualmente produce la energía térmica que hipotéticamente proveería la instalación solar. Si vemos el aporte anual de la instalación, de acuerdo a las estimaciones aportadas por la memoria técnica, construyendo la instalación tradicional se realizaría un aporte anual de 12157kWh. Actualmente la residencia cuenta con una bomba de calor de un *COP* (*Coefficient of Performance*²) de 4,67, por lo que producir esa cantidad de energía térmica le costaría unos 2700 kWh de energía eléctrica aproximadamente. Es importante

²El coeficiente de rendimiento representa el ratio de energía térmica producida por energía eléctrica consumida

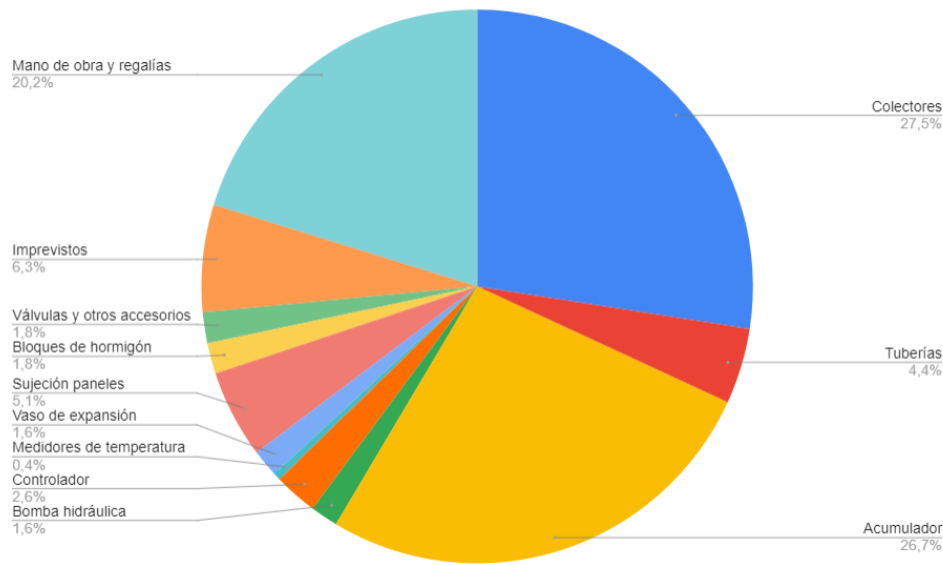


Figura 4.1: Gráfico circular de costos para la instalación tradicional.

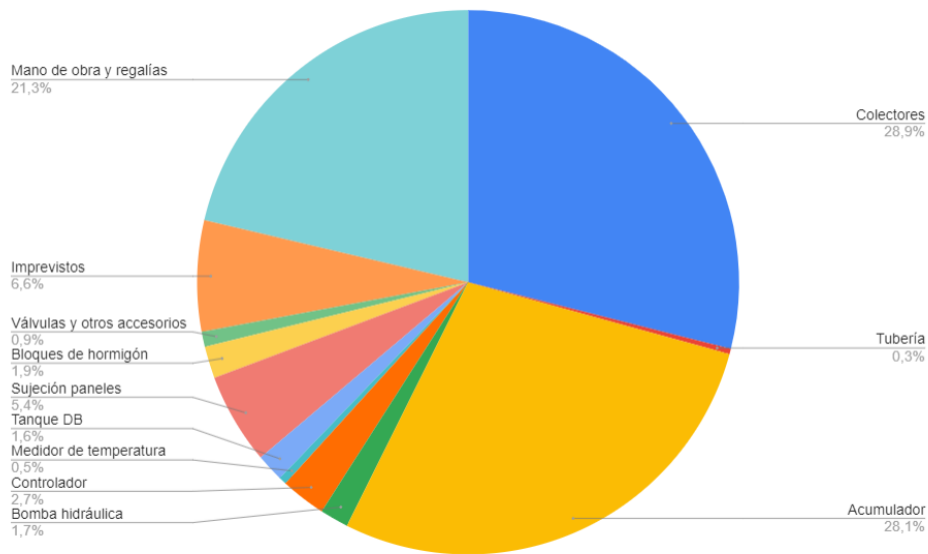


Figura 4.2: Gráfico circular de costos para la instalación *DrainBack*.

destacar que el valor del COP empleado se basa en ensayos realizados bajo condiciones nominales. En la mayoría de los casos esto no refleja el comportamiento del sistema en condiciones reales de funcionamiento, sin embargo, se utiliza como una referencia muy conservadora para el análisis de amortización.

Considerando que el residencial es un lugar de alto demanda energética, la tarifa empleada por el mismo es de mediano consumidor, con una potencia contratada mayor a 40 kW. Para este tipo de tarifa, el costo ponderado del kWh (considerando los distintos costos para cada hora del día) de UTE actual (año 2023) se sitúa en 5,34 \$ kWh[49]. Esto implica que anualmente producir la energía que aportaran los colectores les supone un costo de

Como mencionado en la Sección 3.3.1, la diferencia en aporte de energía entre la tecnología *DrainBack* y la de vaso de expansión no es significativa (como tampoco los costos sin tomar en cuenta el ajuste en la mano de obra) por lo que los razonamientos anteriores son equivalentes en ambas instalaciones. El surgimiento de las bombas de calor que han cobrado gran protagonismo en el mercado por su bajo consumo, las hace grandes competidoras a este tipo de instalaciones. Una vez realizada la inversión de adquirir uno de estos equipos, desplaza la idea de volver invertir en una instalación solar térmica. Por tanto, sería más prudente realizar una comparación detallada entre ambas opciones de inversión —la bomba de calor versus la instalación solar térmica— antes de comprometerse con la adquisición de la bomba de calor.

Suponiendo que el residencial utilizaba previamente calefones de clase A, una opción ampliamente adoptada en Uruguay, estos dispositivos cuentan con una eficiencia del 75 %. Bajo esta premisa, el período de amortización estimado para la inversión sería de aproximadamente 7 años, lo cual haría que la inversión se considere más atractiva.

4.1.3. Reducción de costos

4.1.3.1. PEX-A

Como fue mencionado en la Sección 3.3.1, imponer el uso de tuberías PEX ofrece una gran ventaja económica. En esta sección se reflejará a grandes rasgos el ahorro de costo en la instalación que implica su uso.

Mientras el costo de los tubos de cobre varía ampliamente con el diámetro, el del material en cuestión a base de poliuretano se mantiene casi constante. En general, tiene la desventaja que es comercializado en grandes cantidades, vendiéndose en rollos de 200 *m* e incluso más, aunque algunos proveedores pueden facilitar recortes de 20*m* en ocasiones. El costo de este material obtenido de la web de Climatización Integral es de 1,2 US\$/*m*, lo que llevaría el costo en esta instalación a 72 US\$ aproximadamente si se considera la compra de recortes de 20*m*, y representaría un ahorro directo de 634 US\$ en tuberías. Si se observan los gráficos 4.1 y 4.2 donde se asume el mismo presupuesto, se hace notar la disminución porcentual en el presupuesto de las tuberías, bajando de un 4,4 % a un 0,3 %.

A su vez, este material presenta la gran ventaja de su flexibilidad y fácil instalación, realizando uniones por medio de racores de unión especial para el PEX, que implicaría un ahorro significativo en la mano de obra ya que no se debería soldar ni recortar tubos rígidos. Esto implica que la mano de obra requerida sea menos calificada y también menor tiempo. Como el valor de mano de obra proporcionado anteriormente es aproximado, es complejo predecir el recorte que generaría la suplencia del PEX por tuberías de cobre.

Considerando diferentes niveles de ahorro en el costo de mano de obra debido a la reducción del tiempo de instalación y la menor capacitación necesaria para la manipulación, analizamos tres escenarios: 10 %, 30 %, y 50 % de reducción. En la Sección 4.1.1, los costos de mano de obra y regalías se estimaron inicialmente en 3240 USD. Dado que las regalías se mantienen constantes, los ahorros afectarían exclusivamente el componente de mano de obra. Para calcular el ahorro final, se necesita asumir regalías en 1600 US\$ (aproximadamente 10 %) y lo restante en mano de obra.

- **Con un ahorro del 10 %**, el costo de mano de obra se reduciría a aproximadamente 1476 US\$. Esto supondría una reducción en el costo total de mano de obra de 164

US\$ lo que prácticamente no reduciría el tiempo de amortización.

- **Con un ahorro del 30 %**, el costo de mano de obra se reduciría en casi 500 US\$. Este nivel de ahorro resultaría en una disminución más significativa de los costos totales y reduciría la amortización en poco más a 1 año.
- **Con un ahorro del 50 %**, el costo de mano de obra se reduciría 820 USD y reduciría en más de dos años el tiempo de amortización, lo que sería el escenario notoriamente más alentador.

Es de importancia destacar que en instalaciones de mayor escala, el costo de plomería e instalación de tuberías suele a ser un factor de mayor peso económico relativo que en la presente, por esto se entiende que el uso del material puede resultar interesante en instalaciones de mayor porte.

4.1.3.2. Vaso de expansión

En la Sección 2.2.7 se realizó el procedimiento de cómo dimensionar para una instalación el vaso de expansión, encargado de mantener la presión del sistema a cierto rango para impedir daños en los componentes por sobre-presión al formarse vapor.

En instalaciones con una diferencia de cotas importante, el coeficiente de presión CP toma un valor elevado debido a la poca diferencia en la presión máxima y mínima. Esto se da debido a que el cálculo del coeficiente conlleva la presión máxima y mínima en la ubicación del vaso de expansión: la P_{max} viene dada por el componente con presión máxima más baja; mientras que la P_{min} se establece por presión mínima del circuito ($P_{atm} + [0, 5; 1]bar$) en el punto más limitante más la presión hidrostática asociada a la diferencia de cotas que se establece (el punto de menor presión resulta ser el más alto).

En la Ecuación 4.1 se puede analizar el efecto que tiene la diferencia de cotas de la instalación sobre el dimensionamiento del vaso de expansión. Cuando hay gran diferencia de altura entre el punto más alto y el más bajo (ΔH grande), el denominador de la Ecuación 4.1 se vuelve muy pequeño y proporciona un CP muy grande, consecuentemente el vaso de expansión solicitado resulta ser muy grande y pasa a representar un costo importante en la instalación. Sin embargo, en una instalación *DrainBack* esto no representa un problema; evitando la formación de vapor, la presión no varía de forma significativa, tal como fue analizado en la Sección 3.3.2.1.

$$CP = \frac{P_{max} + 1}{P_{max} - P_{min}} \approx \frac{P_{max} + 1}{P_{max} - (1,5 + 0,098 * \Delta H)} \quad (4.1)$$

Con esto presente, en una instalación realizada en un edificio, donde el tanque acumulador se encuentre en planta baja y los colectores en la azotea, la diferencia de altura puede ser muy grande lo que dispara rápidamente el coeficiente de expansión. Si se toman por ejemplo los mismos valores de presión máxima y volúmenes que en la Sección 2.2.7, pero tomando una altura de 30m y 1,5bar en el punto más alto, el CP asciende a 6,67 y el volumen de expansión a 126 litros. En este escenario, el sistema de expansión tendría un costo de casi 600 US\$. Si se considerase una instalación con mayor cantidad de colectores este precio sería aún más elevado teniendo gran peso en el costo final de la instalación. Al

utilizar el sistema *DrainBack*, considerando que el tamaño del tanque no influye considerablemente en su precio, el crecimiento en la diferencia de alturas no afectaría en el precio final, por lo que representaría un ahorro utilizar esta tecnología frente a la tradicional.

Capítulo 5

Desarrollo experimental

5.1. Introducción

Vista la escasez de información de público acceso y la confidencialidad de la tecnología de muchos de los equipos compactos que utilizan el sistema *DrainBack*, como hito final del presente proyecto se ensayan y analizan algunos de los resultados ya pronosticados en otras literaturas, así como otras inquietudes planteadas por el grupo. Se plantea la puesta en práctica y análisis de un dispositivo experimental, con el fin de obtener información de interés sobre el funcionamiento del drenaje automático. Los resultados obtenidos facilitarán el entendimiento del fenómeno y acortarán la brecha teórica-práctica que estos sistemas suelen tener. Considerando esto último, particularmente se destaca la falta de referencias experimentales sobre el comportamiento del llenado y vaciado en sistemas de colectores de parrilla y en sistemas en paralelo. Esto cobra mayor importancia al considerar que hoy en día la mayoría de los sistemas de energía solar térmica disponen de colectores de estas características, a partir de lo cual surge la importancia de validar el sistema en esta configuración.

5.2. Objetivos

El objetivo principal de esta etapa es el de observar el comportamiento de los sistemas *DrainBack* y evaluar la protección que plantea al fenómeno del estancamiento desde el punto de vista hidráulico. Se busca observar y analizar el drenaje de los colectores y los factores que lo afectan así como también la etapa de llenado y su funcionamiento estacionario. Específicamente, en las distintas etapas temporales del sistema se busca determinar parámetros tales como:

- Tiempos de llenado.
- Tiempos de vaciado.
- Caudal mínimo para la generación del efecto sifón a distintos diámetros de tubería.

Además, es de interés también estudiar el funcionamiento en régimen del sistema y qué cualidades debe tener el mismo para funcionar de la mejor forma posible. Para esto se plantea:

- Evaluar impactos positivos y negativos de las distintas tecnologías de entrada del *HTF*¹ al tanque *DrainBack*.
- Validar y evaluar los efectos del sifón sobre las presiones y sollicitaciones del sistema.
- Analizar la regulación del caudal en el sistema con válvula en la tubería de flujo.

5.3. Dispositivo experimental

El experimento se realiza en una instalación modelada y construida por los miembros del grupo de trabajo, que incorpora los componentes básicos de una instalación solar

¹Fluido de trabajo.

(colectores, bomba, tuberías), considerando las especificaciones que impone la tecnología *DrainBack*, como las pendientes de las tuberías y el tanque *DB*. En la Figura 5.1 se observa la instalación.



Figura 5.1: Instalación experimental.

Con el objetivo de facilitar la observación de la evolución del fluido dentro del sistema, la totalidad del sistema de cañerías se construye de material transparente, incluyendo también la superficie de captación que se construye a partir de *PVC* transparente respetando la geometría y características de la línea de colectores seleccionados en la instalación real *-Bural Solar San-*. Se modela una superficie de captación de $2,1m^2$ con dos colectores en paralelo de $0,85m \times 1,25m$ contruidos a partir de dos tramos horizontales de $\varnothing = 1''$ y 6 mangueras verticales de $\varnothing = \frac{3}{8}''$ cada uno, como se observa en la Figura 5.1. También, en la Figura 5.2 se representa esquemáticamente la disposición de los elementos y la geometría del dispositivo experimental.

El equilibrado hidráulico de la batería se realiza por simetría tal y como se observa en las Figuras 5.1 y 5.2. Es importante señalar que utilizar tuberías de *PVC* en lugar de cobre (el material más comúnmente utilizado para estas instalaciones) no representa una pérdida de generalidad para los objetivos del ensayo ($\varepsilon_{PVC} \approx 0,009\text{ mm}$ y $\varepsilon_{cobre} \approx 0,0015\text{ mm}$); se busca entender cualitativa y cuantitativamente el comportamiento hidráulico del sistema, por lo que el aspecto térmico de la instalación no es evaluado en el desarrollo experimental.

Respecto a la presión del sistema, no se lleva a cabo su presurización debido a que el propósito principal de este proceso es prevenir la entrada de aire exterior, lo cual es una problemática que incide principalmente en la corrosión de sistemas reales. Sin embargo, en un ensayo con estas características, esta preocupación no resulta relevante. Es importante

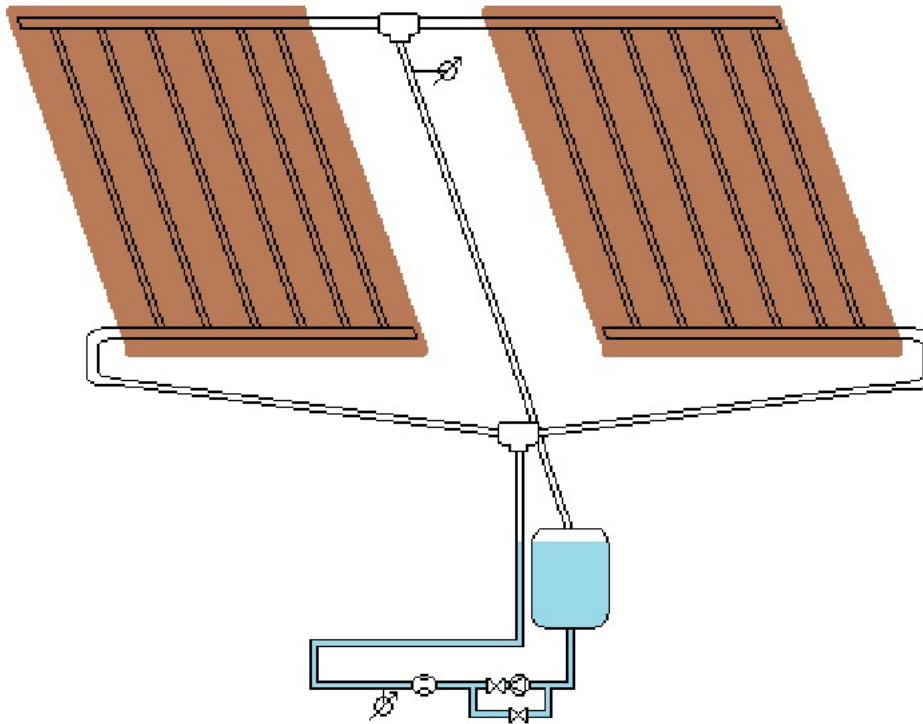


Figura 5.2: Esquema del dispositivo experimental dispuesto.

destacar que al sistema encontrarse no presurizado, la presión en el Tanque *DrainBack* será la atmosférica.

Los colectores solares se montan sobre un soporte de aluminio que impone un ángulo de inclinación de 45° respecto del suelo. A su vez, con el objetivo de ensayar y observar cómo se da la entrada de agua al tanque *DB*, se impone una diferencia de alturas entre el tope de este último y la salida de colectores. Para ello, se coloca el mencionado soporte, sobre dos mesas metálicas, lo cual se traduce en una $h_{max} = 1,8\text{ m}$ entre el punto más alto de los colectores y el punto más alto del tanque.

Teniendo en cuenta los caudales que maximizan el desempeño térmico del sistema de los *SST*, como ya fue mencionado en la Sección 2.2.2, se recomienda utilizar $Q = 40 - 50 \frac{\text{lt}}{\text{h}\cdot\text{m}^2}$, lo cual se traduce a $Q = 1,4 - 2,1 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$ en el sistema en cuestión, parámetro que se respetará con el fin de analizar el comportamiento hidráulico del sistema. Con este valor presente y respetando las recomendaciones ya enumeradas en la Sección 2.2.8 de la referencia [14], de $v_{min} = 0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ y pérdida de carga por unidad de longitud menor a $40 \frac{\text{mm}\cdot\text{c.a}}{\text{m}}$ se escoge un diámetro de $\varnothing_Q = \frac{1}{2}'$ y $\varnothing_{\frac{Q}{2}} = \frac{3}{8}'$.

Considerando las características ya descritas, se puede verificar que el volumen total en las cañerías es $V_{drenado}^2 \approx 3\text{ lt}$. Con esto se modela el tanque de *DrainBack* con un bidón de $V_{DB} = 6\text{ lt}$, vertiendo un poco más de agua para llegar a valores de altura de la superficie libre en el reservorio de $\frac{1}{8} \leq h \leq \frac{1}{2}$ en funcionamiento y $\frac{3}{4} \leq h \leq \frac{7}{8}$ en vaciado.

El sistema de medidas se compone de un caudalímetro y dos medidores de presión con posibilidad de ser interpretados mediante interfaz computacional, facilitando así el

² $V_{drenado}$ refiere a todo el volumen interior de cañerías y colectores por encima del tanque *DB*, es decir que se drenará con el parado de la bomba

seguimiento y análisis del sistema. Los sistemas de medición fueron previamente calibrados con su respectivo estudio de trazabilidad. Se anexa tales estudios en el Anexo 7.4.

Como sistema de impulsión se dispone de una bomba *HISER HS -90* cuyo ensayo de funcionamiento, ejecutado por el equipo, se adjunta en el Anexo 7.4, que a su vez se instala con una recirculación y un sistema de válvulas con el fin de tener una regulación fina de los caudales y cargas a estudiar. Las válvulas son de tipo esférica, tanto a la salida de la bomba como en la recirculación, siendo la primera la encargada de regular la carga aportada y la segunda, la encargada de regular el caudal recirculado, obteniendo así un sistema con gran versatilidad de manipulación que permite recrear los valores solicitados a pesar de que la bomba se encuentre sobredimensionada para la instalación. El dispositivo de bomba, válvula y recirculación (visible en la Figura 5.2) se observa claramente en la Figura 5.3, donde las dos válvulas visibles son las únicas del sistema experimental.

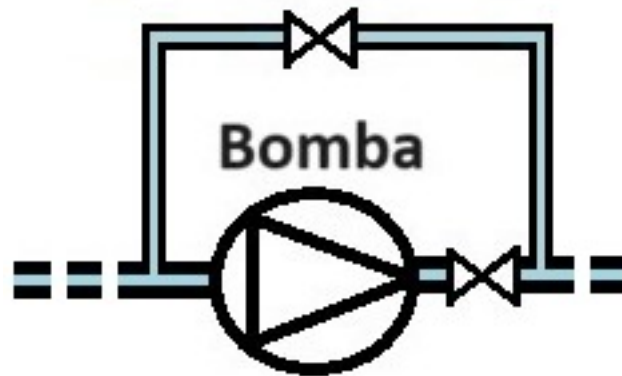


Figura 5.3: Esquema de la bomba con sistema de regulación.

Finalmente, el caudalímetro utilizado es de tipo turbina modelo *YF – S401* y utiliza el efecto Hall para traducir la rotación de la turbina, por el pasaje de fluido, en una señal eléctrica proporcional al giro de la misma. Por otro lado, se utiliza un manómetro *Nuova Fima - ST18* [0; 1,6] bar en la impulsión de la bomba (manómetro inferior de la Figura 5.2) y otro *Omega - PX409* [–70; 70] mbar en la tubería de flujo (manómetro superior de la Figura 5.2), siendo este último de tipo diferencial. El medidor de flujo volumétrico se ubica posterior a la impulsión de la bomba (respetando una distancia de más de diez diámetros entre los elementos), al igual que en las referencias [28] y [29], con el objetivo de medir el comportamiento del sistema en todas las etapas de funcionamiento. Por otro lado, las mediciones de presión se realizan tanto en la impulsión de la bomba como en la salida de colectores. Se busca observar cómo es el comportamiento de la presión del sistema frente a la formación de sifón, así como los transitorios hidráulicos que sufre por la parada abrupta de la bomba. En la Figura 5.4 se observa la salida de los colectores, con su correspondiente toma de presión.

Como parámetro comparativo, siguiendo la línea de razonamientos planteada en la Sección 3.4.3.1 y a modo de tener un valor límite de llenado para determinar el efectivo (o no) vaciado de la instalación, se corrobora en la Ecuación 3.13 que sustituyendo el *ratio* de la presente instalación de $\frac{V_{colector}}{A_{colector}} = \frac{0,8 \text{ lt}}{1,05 \text{ m}^2} = 0,76 \frac{\text{lt}}{\text{m}^2}$ y manteniendo los parámetros operacionales como los de la instalación original, se obtiene un valor de formación de vapor de $t_{vapor} = 231 \text{ s} = 3 \text{ min } 51 \text{ s}$ si se diseña con PEX y $t_{vapor} = 92 \text{ s} = 1 \text{ min } 32 \text{ s}$

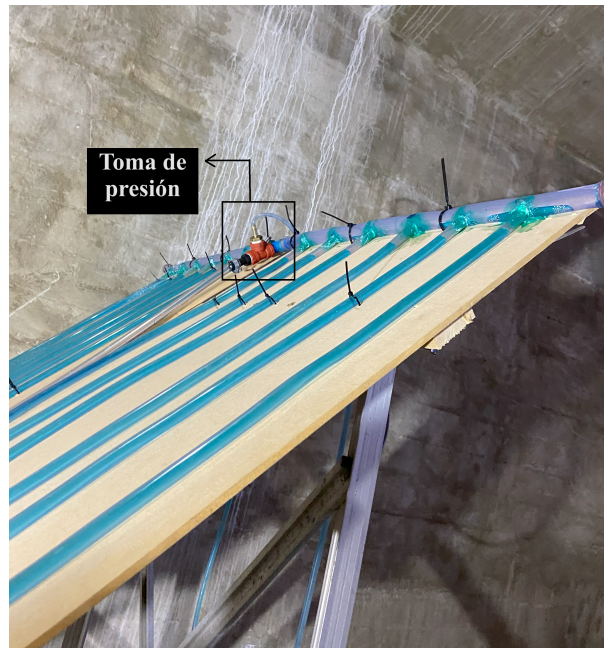


Figura 5.4: Toma de presión a la salida de colectores.

si se diseñara con cobre ($T_{frenado\ PEX} = 80^\circ\text{ C}$, y $T_{frenado\ cobre} = 110^\circ\text{ C}$), y siendo este segundo el más limitante de los dos funcionará a lo largo del estudio experimental como cota superior objetivo para el tiempo de vaciado ($t_{vaciado} < t_{vapor}$).

5.4. Resultados

5.4.1. Análisis cualitativo de funcionamiento del sistema

Como fue mencionado en la Sección 5.2, uno de los principales objetivos del desarrollo experimental, es el de observar el comportamiento del sistema, su efectivo funcionamiento en llenado, régimen estacionario con parámetros de diseño y vaciado, como también su estanqueidad. A continuación se describen las etapas observadas experimentalmente del proceso.

El sistema se inicia en reposo, con el tanque *DB* lleno hasta una altura en el rango de $[\frac{3}{4}; \frac{7}{8}]$ del total. Al encender la bomba (con el juego de válvulas ajustado), se admite agua del tanque *DB* y comienza la etapa de llenado. El agua asciende por los colectores hasta llegar a la zona de mayor altura, en la parte alta de los colectores. En ese instante, dependiendo del caudal impuesto, existen dos posibles escenarios: si el caudal es bajo (menor a un valor que por ahora se delimitará $Q_{sifon@D_{tub.}}$) el líquido desciende por gravedad a través de la tubería de flujo; de otra forma, si se tiene un caudal alto ($Q \geq Q_{sifon@D_{tub.}}$) se forma el efecto sifón, es decir, se llena completamente de líquido la tubería de flujo.

Una vez se apaga la bomba, el sistema se drena. La etapa inicial del vaciado se da en la tubería de flujo, donde, en caso de que esté formado el sifón, parte de la columna de agua cae por gravedad hacia el tanque, mientras que la restante se drena hacia los colectores, nuevamente por la generación de un sifón en sentido contrario al flujo del agua en operación, como se explicaba en la Figura 1.15. Esto coincide con lo estudiado en las

referencias [25] y [29], lo cual válida, cualitativamente, la instalación experimental.

En una primera instancia, analizando y variando parámetros de funcionamiento de la instalación (volumen de agua en el tanque *DB*, regulación de la válvula en la impulsión de la bomba o de la de la recirculación como se observan en la Figura 5.3) se comienzan a observar fenómenos de gran interés, que a su vez desatan inquietudes de posterior estudio. Considerando que se dispone un sistema (colectores de parrilla y en paralelo) que no dispone de antecedentes documentados de acceso público (o no hallados por el grupo), algunas de las observaciones desatan una investigación que no tiene antecedentes en la bibliografía registrada, por esta razón es importante destacar la cualidad iterativa y exploradora de la sección experimental de este proyecto.

5.4.2. Tanque *DrainBack*

Como fue mencionado en secciones anteriores, para prevenir averías y aumentar la durabilidad del sistema, diversos estudios recomiendan implementar cuidados específicos en el diseño del tanque *DrainBack* [25].

El tanque *DrainBack* se construye a partir de un bidón de plástico de 6 *lts* el cual se conecta a la tubería de flujo mediante su tapa y a la succión de la bomba desde su parte inferior (apoyo). El tanque se coloca a cierta altura de la bomba, con el fin de aumentar la cota de la superficie libre, en la tubería de retorno, cuando el sistema se encuentra en reposo. En la Figura 5.5 se observa la salida del tanque.



Figura 5.5: Conexión del tanque *DrainBack* con la impulsión de la bomba.

Un aspecto de interés y registrado en otros estudios experimentales [26] es evitar la entrada y acumulación de burbujas de aire en el circuito, especialmente en la bomba, donde pueden causar una disminución del rendimiento e incluso dañarla significativamente. Por ello, es esencial comprender este fenómeno con el fin de identificar y aplicar los métodos más eficientes y simples de verter agua hacia el tanque, como se analizó en la Sección 3.4.3.

En primer lugar, se analiza la descarga directa del jet de agua en el tanque *DB*. Este incide directamente en la superficie libre del agua y genera que burbujas de aire penetran

en el fluido, corriendo peligro de que se filtren en la succión de la bomba (confirmando resultados ya expuestos en la ref. [26]). La profundidad de penetración de las burbujas aumenta con la velocidad del fluido como es intuitivo, observándose que para caudales cercanos a los $10 \frac{l}{min}$ (en tubería de $\frac{1}{2}$ ") la filtración de burbujas es importante, generando una inestabilidad en el funcionamiento del sistema y demostrando la insuficiencia del mínimo de altura de $\frac{1}{8} h_{tanque}$ en funcionamiento.

También es importante destacar que respetando el caudal recomendado para optimizar el rendimiento térmico de la instalación, el valor de $10 \frac{l}{min}$ se corresponde con una instalación de $12 - 15 m^2$ de área de captación, lo que a su vez representa un volumen a desalojar de líquido de $10 - 15 lts$ con lo que el volumen del tanque en tal caso será bastante mayor que el presente (diseñado para un volumen de desalojo mayor a $3 lts$). Asimismo, se debe considerar que con el caudal de $10 \frac{l}{min}$, la tubería de entrada será mayor, por lo que la velocidad menor, y con esto la penetración de las burbujas. Cabe destacar que trabajando con el caudal de diseño para las dimensiones de la instalación utilizada no se observaron problemas considerables en lo que admisión de aire se refiere, por lo que los resultados obtenidos son reflejo de situaciones extremas que muestran la importancia de tener varios factores en cuenta a la hora de diseñar la instalación.

Del análisis realizado se deduce que establecer un mínimo en la altura de la superficie libre en el tanque, basada en una fracción de la altura total, no garantiza la eliminación de problemas asociados con la admisión de burbujas. Es importante también considerar la geometría del tanque, particularmente la relación entre la altura del tanque y su sección.



Figura 5.6: Tanque *DrainBack* con descarga directa de jet.

En búsqueda de una solución que impida la entrada de burbujas de aire al sistema, se proponen dos diseños a experimentar. En primer lugar, se estudiará la tubería no sumergida con cierta curvatura, de forma de que el fluido incida en las paredes del recipiente y escurra por el mismo bajando así un poco la velocidad del *jet* y evitando la entrada de burbujas. Por otro lado, se propone diseñar un sistema con la tubería sumergida y agujereada

en sus laterales para permitir la entrada de aire en el vaciado. Ambas implementaciones se observan en la Figura 5.7.

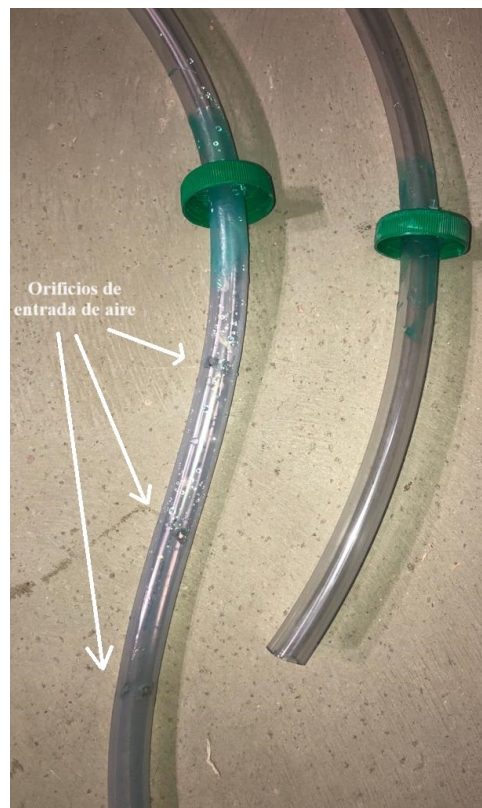


Figura 5.7: Tuberías de entrada al Tanque *DrainBack* utilizadas.

Experimentalmente, se observa cómo la entrada al tanque con la tubería inclinada y el *jet* incidente en la pared del recipiente previo a la penetración de la superficie libre tiene un gran desempeño, aún para caudales altos (alrededor de $10 \frac{l}{min}$), y presentando niveles de ruido muy inferiores a los del *jet* incidiendo directamente en la superficie libre.

En el caso de la tubería con agujeros y su extremo sumergido, el propósito de las perforaciones es facilitar la entrada de aire al sistema durante la fase de vaciado (ya que su extremo estará obstruido por líquido). Se sumerge con el objetivo de disminuir la cantidad de burbujas generadas en la descarga, objetivo que se confirma en el curso del experimento. Se evidencia que al sumergir la descarga, se origina una corta emisión de pequeñas burbujas que ascendían prácticamente de inmediato hacia la superficie libre, sin provocar daños para el sistema como se observa en la Figura 5.8.

Una observación de interés, visualizada durante la práctica, fue la aparición de vórtices para caudales $Q \geq 9 l/min$. Dichas estructuras se generan en la superficie libre del tanque y succionan aire, transportándolo a través de las tuberías hacia la bomba y los colectores. En la Figura 5.9, se observa lo mencionado. La aparición fue cíclica, con un período del orden de 5 segundos. Se teoriza que la aparición de este fenómeno se debe a que la descarga sumergida tiene cierta curvatura, lo que introduce una componente tangencial en la velocidad de entrada, provocando así una rotación en la masa de agua del tanque y dando lugar a la formación de un vórtice. Con el paso del tiempo, el comportamiento del sistema se vuelve inestable, debido a que la constante presencia de aire en el flujo, genera



Figura 5.8: Entrada de burbujas al tanque *DB*.

que la bomba se descebe. Una solución al presente problema, sería buscar que la descarga sea lo más recta y perpendicular al fondo posible, no favoreciendo así a la rotación de la masa de agua. Otra alternativa es la colocación de una placa rompe-vórtices, previo a la succión de la bomba, que evite el pasaje de aire.

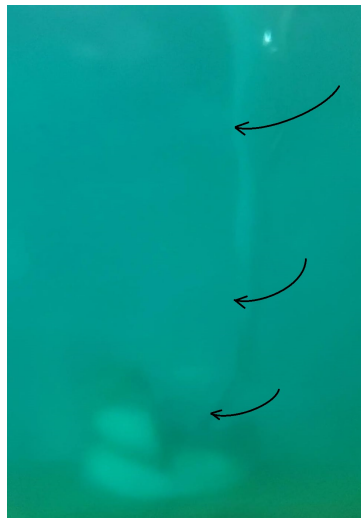


Figura 5.9: Formación de vórtices en la entrada al tanque *DB* con la tubería agujereada sumergida.

Se observa un tiempo de vaciado variable entre ambos casos y también conforme se logre la aparición del efecto sifón, evidenciado en la Tabla 5.1. La tubería sumergida con orificios vacía en un tiempo mayor respecto a la descarga directa, tanto con efecto sifón como sin. Esto se debe a que los agujeros en la tubería son pequeños y no le permiten al aire entrar con facilidad, enlenteciendo el desplazamiento del agua en el retorno.

Observando los datos se aprecia que aunque existen diferencias, éstas no parecen demasiado sustanciales y no comprometerían de ninguna forma el correcto vaciado en tiempo y forma. Al momento de elegir la tecnología a utilizar existen factores más importantes, como la penetración de burbujas discutida anteriormente. También se destaca que todos

Con efecto sifón		Sin efecto sifón	
Descarga directa	Descarga sumergida	Descarga directa	Descarga sumergida
32,1 s	39,7 s	30,8 s	33,5 s

Cuadro 5.1: Tiempos de vaciado promedio para las tecnologías consideradas, considerando la formación del efecto sifón.

los valores de el Tabla 5.1 respetan ampliamente el parámetro obtenido para t_{vapor} , es decir $t_{vaciado} < 92$ s en todos los casos.

5.4.3. Análisis cuantitativo de funcionamiento del sistema.

Un objetivo de interés en el desarrollo experimental es obtener curvas de presión y caudal en función del tiempo, con el fin de describir cuantitativamente y caracterizar los transitorios hidráulicos que se generan en el sistema, así como los puntos de caudal y presión máxima y mínima alcanzados. Por otro lado, las mediciones obtenidas, permiten observar analíticamente los puntos de formación del sifón y la respuesta del sistema ante variaciones de carga y caudal.

En primer lugar, se analizó el comportamiento del sistema en un ciclo que incluye todas las etapas de interés: llenado, operación y vaciado respetando que el caudal de operación se ajuste al rango recomendado para el sistema ($Q_{funcionamiento} \in [1, 3 : 2] \frac{lt}{min}$). Se halla la posición de la válvula en impulsión necesaria para que: con sifón formado y recirculación abierta, se disponga del caudal nominal. Con esto ya configurado, se prende la bomba con la recirculación cerrada hasta obtener el efecto sifón ($t_{sifon} \approx 25$ s), luego se deja un tiempo de estacionamiento, y posteriormente, se abre la recirculación para obtener el caudal nominal.

La Figura 5.10 ilustra la presión a la salida de la bomba y el caudal en función del tiempo, para la condición de funcionamiento descrita.

Aclaración: En las gráficas experimentales presentadas, la curva de caudal se construye a partir de datos instantáneos ($f_Q = 1Hz$) por lo que cada punto representa un caudal en ese instante y se une los puntos con una recta. Sin embargo, los valores de presión tienen una resolución de $f_P = 10Hz$, lo cual, debido a la turbulencia del flujo y a las ondas de presión, genera 'ruido'. Por ello, en algunos de los casos la curva de presión se construye a partir de una media móvil en un determinado intervalo de tiempo (1s), de forma de eliminar las oscilaciones. Este procedimiento de suavización facilita el análisis visual, aunque tiene el inconveniente de hacer que la curva comience a tomar valores mayores (o menores) a los esperados antes y después de cada curva, dificultando en algunas ocasiones el análisis simultáneo entre ambas variables.

La Figura 5.10 incluye separaciones entre las etapas de interés del funcionamiento, descritas en detalle a continuación.

Análogamente, se tomaron medidas de presión en función del tiempo, en la salida de colectores; la curva es visible en la Figura 5.11.

Se observa, como era esperado, un máximo de presión negativa en funcionamiento, correspondiente a $P_{salida\ colectores} = -182$ mbar. Este valor es coherente, considerando que en el tanque *DrainBack* se tiene aire a presión atmosférica, por lo que en el punto en

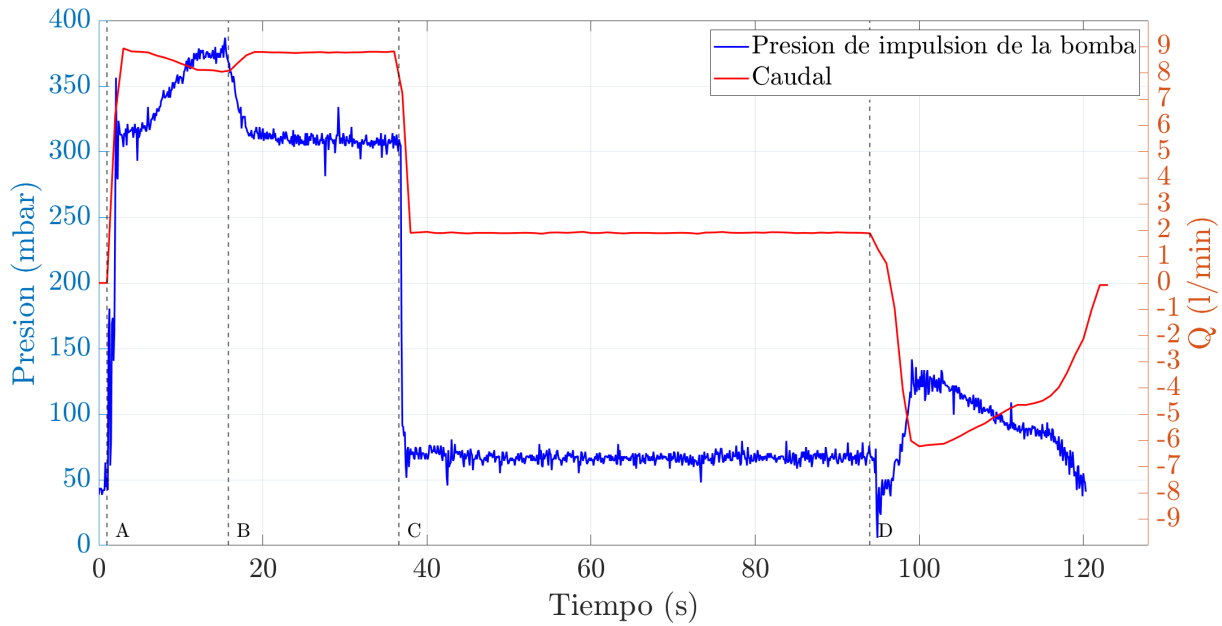


Figura 5.10: Presión manométrica en la impulsión de la bomba y caudal en función del tiempo, para un ciclo completo de funcionamiento del sistema

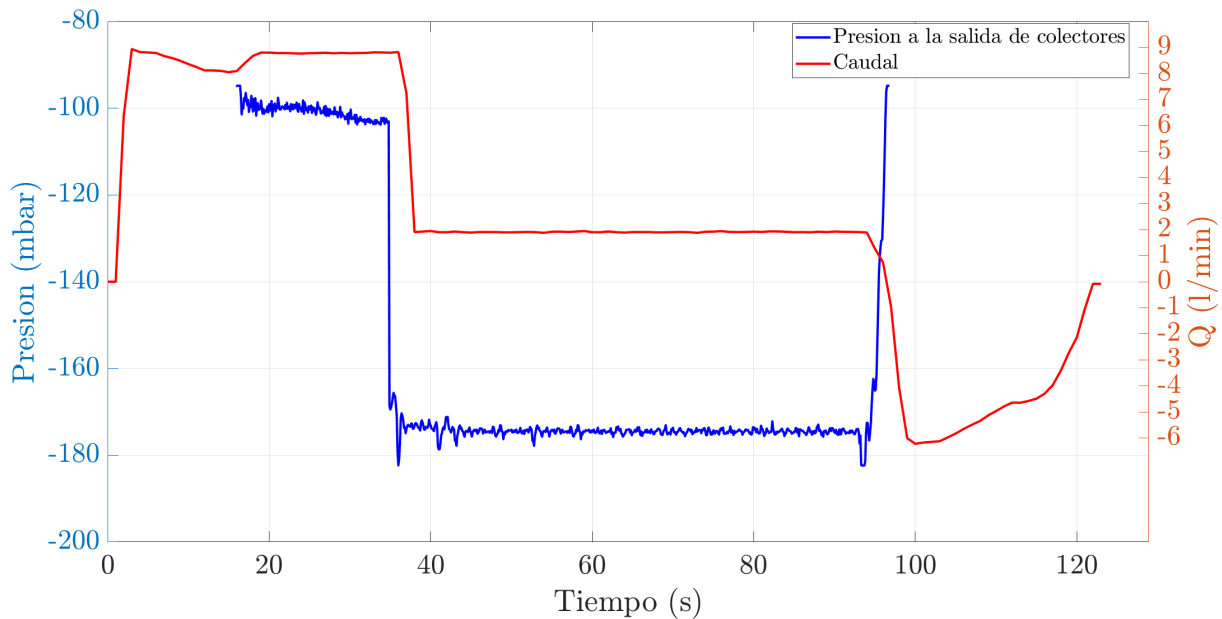


Figura 5.11: Presión manométrica en la salida de colectores y caudal en función del tiempo, para un ciclo completo de funcionamiento del sistema.

consideración, ubicado a una altura de $h_{max} = 1,8 \text{ m}$ por encima, se espera que la presión se encuentre por debajo de este valor.

Los resultados obtenidos de presión a la salida de colectores fueron limitados por el rango de trabajo del manómetro diferencial utilizado ($rango = [-70 : +70] \text{ mbar}$). Para medir las presiones negativas en funcionamiento, se coloca el sensor a una menor altura con una columna de fluido de $1,7 \text{ m}$ por encima, con el fin de obtener valores en el rango de $[-240 : -100] \text{ mbar}$. Esto a su vez provoca que cuando hay aire en las tuberías, las

presiones superen el rango que el sensor es capaz de medir y por esto los resultados en ese rango no son certeros, aunque tampoco relevantes. En la Figura 5.11 se acotó el rango ilustrado a los puntos donde el sensor medía la presión correctamente. Por estas razones, de aquí en más, para analizar las etapas del sistema se hará uso de la Figura 5.10.

5.4.3.1. Etapa de llenado

La etapa A-C de la Figura 5.10 corresponde al llenado de la instalación, ilustrada en la Figura 5.12. En el punto A se enciende la bomba, lo que induce un aumento casi instantáneo en la presión del sistema. La presión crece con una alta pendiente ($54 \frac{mbar}{s}$), que en el tiempo $t = 3 s$ disminuye por dividir la columna de agua y comenzar con el llenado de los colectores. En $t = 16 s$ se observa el punto de máxima presión de funcionamiento, que ocurre cuando la columna de agua alcanza el punto más alto de la instalación, a la salida de los colectores. Este punto se corresponde con el punto de funcionamiento en instalaciones que no forman el efecto sifón. La bomba seleccionada para las instalaciones con tecnología *DrainBack* deben ser capaces de soportar este nivel de carga, tal como fue analizado en la Sección 3.3.4.

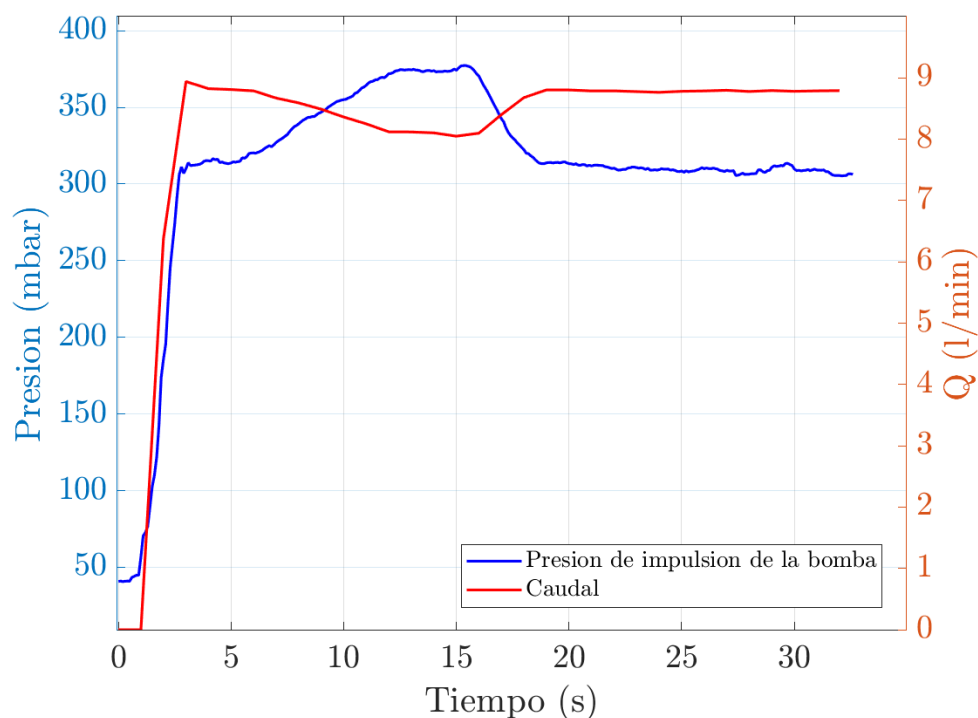


Figura 5.12: Etapa de llenado.

Una vez alcanzado el punto de máxima altura, el agua comienza a descender, por gravedad, a través de la tubería de flujo por unos segundos, hasta que esta tubería se comienza a llenar paulatinamente, “empujando” el aire hacia el tanque *DB*, hasta que se llena por completo formando el denominado sifón. La formación del sifón implica el cerramiento del circuito hidráulico (ver Figura 3.6), por lo que la bomba debe soportar únicamente la pérdida de carga de la instalación (con el extremo sumergido; si se tiene *jet* será las pérdidas de carga de la instalación más la diferencia de cota entre la descarga

y la superficie libre del líquido), lo que se traduce en un descenso en la presión medida. Esto se observa en la bajada en la Figura 5.10, entre $t = 16$ s y $t = 19$ s.

Por otro lado, el caudal presenta un comportamiento similar al inicio, con un crecimiento muy elevado cuando se da el encendido de la bomba, alcanzando un valor de $Q_{max} = 8,94 \frac{lt}{min}$. Sin embargo, al crecer la carga que debe aportar la bomba por el ascenso de la columna de agua a través de la cañería de retorno, el caudal comienza un descenso paulatino, hasta alcanzar un mínimo relativo en el instante en que el agua alcanza el punto de máxima altura (los dos tramos horizontales de los colectores en la Figura 5.1), en B. Una vez formado el sifón, posterior al punto B, el caudal aumenta debido al descenso en la carga y se estaciona en un valor próximo al máximo.

Una vez se forma por completo el efecto sifón, entre los puntos B y C la presión y el caudal se estacionan en un valor constante. En el punto C se abre la recirculación de la bomba, lo cual genera un descenso abrupto del caudal y de la presión. El objetivo es inducir un caudal de funcionamiento que se encuentre en el rango deseado, en el presente caso, $Q_{funcionamiento} \approx 2 \frac{lt}{min}$. Se dejó que el sistema opere durante un tiempo, con el objetivo de visualizar que el caudal y la presión no varían y con esto confirmar la estabilidad del sistema en tal configuración. La etapa de operación, con la presencia del sifón, permite que la bomba actúe en un punto por debajo del de máxima carga, lo que disminuye las sollicitaciones mecánicas y el consumo de potencia.

Es un resultado notorio destacar la efectividad del efecto sifón, observando cómo, con una presión en impulsión muy cercana a la inicial (en vacío) y muy por debajo de la máxima, el sistema es capaz de operar correctamente y en régimen estacionario.

5.4.3.2. Etapa de vaciado

El punto D de la Figura 5.10, correspondiente a $t = 94$ s, inicia la etapa de vaciado del sistema con el apagado de la bomba. La Figura 5.13 ilustra el comportamiento del caudal y la presión en función del tiempo para dicha etapa, donde se separó la etapa en distintas fases, buscando analizar en detalle las curvas.

El frenado repentino de la bomba genera un transitorio hidráulico, visible en la curva de presión (etapa I), donde al apagar la bomba se generan ondas de presión que a su pasaje van anulando la velocidad residual del agua. En particular, se producen dos ondas, una onda de sobre-presión que viaja aguas arriba y una onda de depresión que viaja aguas abajo de la misma. La onda de depresión genera un descenso en la presión aguas abajo de la bomba, que se ilustra como un mínimo en la presión de impulsión en la Figura 5.13. Por otro lado, el caudal posee un comportamiento similar; inicialmente, se produce un descenso brusco, que va frenando el flujo, hasta que se llega a un punto de caudal nulo y se da un cambio en el sentido del flujo. El punto de caudal nulo coincide con el mínimo en la curva de presión, esto sucede debido a que la onda de depresión va frenando el flujo en su pasaje por la tubería de retorno y colectores.

Para facilitar el análisis del proceso de vaciado se presenta la Figura 5.14, donde mediante un esquema de la instalación se puede observar la evolución de las superficies libres del líquido en el sistema experimental.

La etapa I finaliza con la llegada de las primeras burbujas de aire a los tramos horizontales superiores de los colectores, la totalidad de esta etapa ocurre con la superficie libre en la tubería de flujo como se observa en rojo en la Figura 5.14. El aire presente en la tubería de flujo, desplaza el agua, buscando llegar al punto de presión mínima en

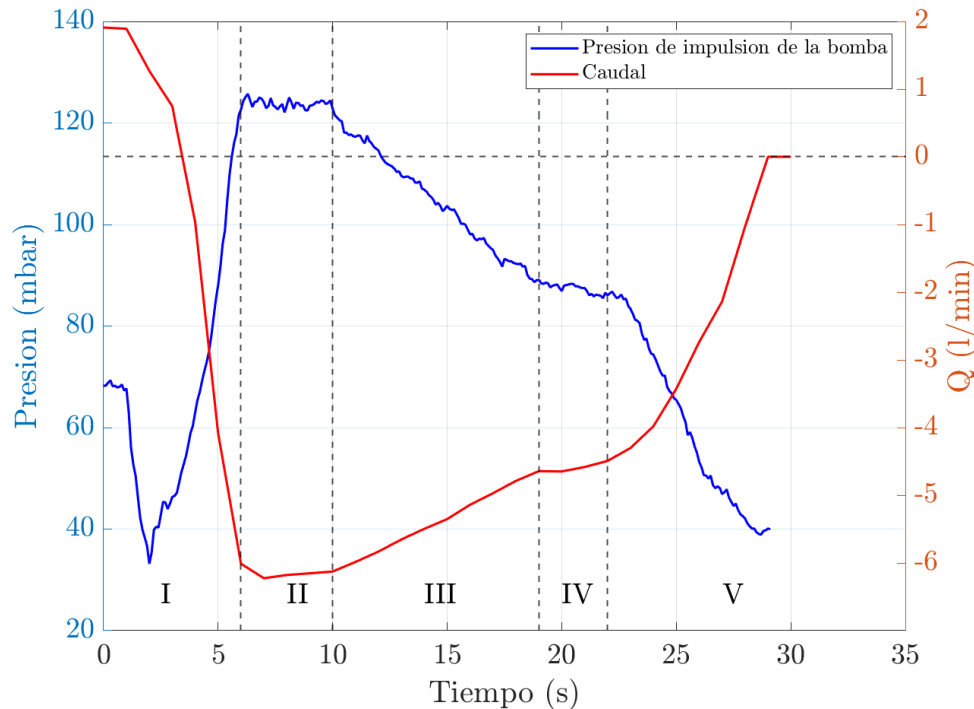


Figura 5.13: Etapa de vaciado.

Nota: Se reinició la escala temporal, con el fin de observar mejor los fenómenos que acontecen en esta etapa y sus tiempos de actuación.

la salida de los colectores, lo cual va acelerando el flujo inverso. Al cambiar el sentido del flujo, inicialmente por gravedad, se forma nuevamente un sifón en el sentido opuesto (sifón inverso) al de la etapa de llenado, que vacía parte de la columna de agua presente en la tubería de flujo, así como los colectores.

En la etapa II, la superficie libre del agua se encuentra en la cota de salida de colectores, mientras sigue escurriendo agua por la tubería de flujo como se presenta en la Figura 5.14 en rojo. En el instante en el que se establece presión atmosférica en el tope de los colectores, se tiene la diferencia de cotas máxima entre las superficies libres del líquido y con esto se alcanza un mínimo en el caudal, $Q_{min} = -6,22 \frac{lt}{min}$. La etapa finaliza cuando se vacían los manifolds superiores de ambos colectores y deja de caer agua por la tubería de flujo. Hasta este período el caudal que se mide (que es en la impulsión de la bomba) no es el caudal total de "vaciado", ya que hay vaciado por ambos lados.

La etapa III corresponde al vaciado de la parrilla de los colectores. La superficie libre va descendiendo de forma uniforme por las 12 tuberías paralelas de los colectores, lo cual impone un descenso en la curva de presión de pendiente prácticamente uniforme.

En la etapa IV se observa un cambio en la pendiente (en ambas curvas), asentándose durante unos segundos y luego creciendo. Este fenómeno se da mientras se vacían los manifolds inferiores de los colectores. La superficie libre desciende a menor velocidad que en la etapa anterior, lo que implica que la presión desciende a un menor paso.

La etapa V ilustra el fin del vaciado de los manifolds inferiores. En un principio el vaciado se da por las tuberías que conectan la tubería de retorno con los colectores, generando un descenso más rápido de la cota. Cuando ambos flujos se encuentran, se da un cambio en la pendiente en la curva del caudal, hasta el fin de la etapa de vaciado.

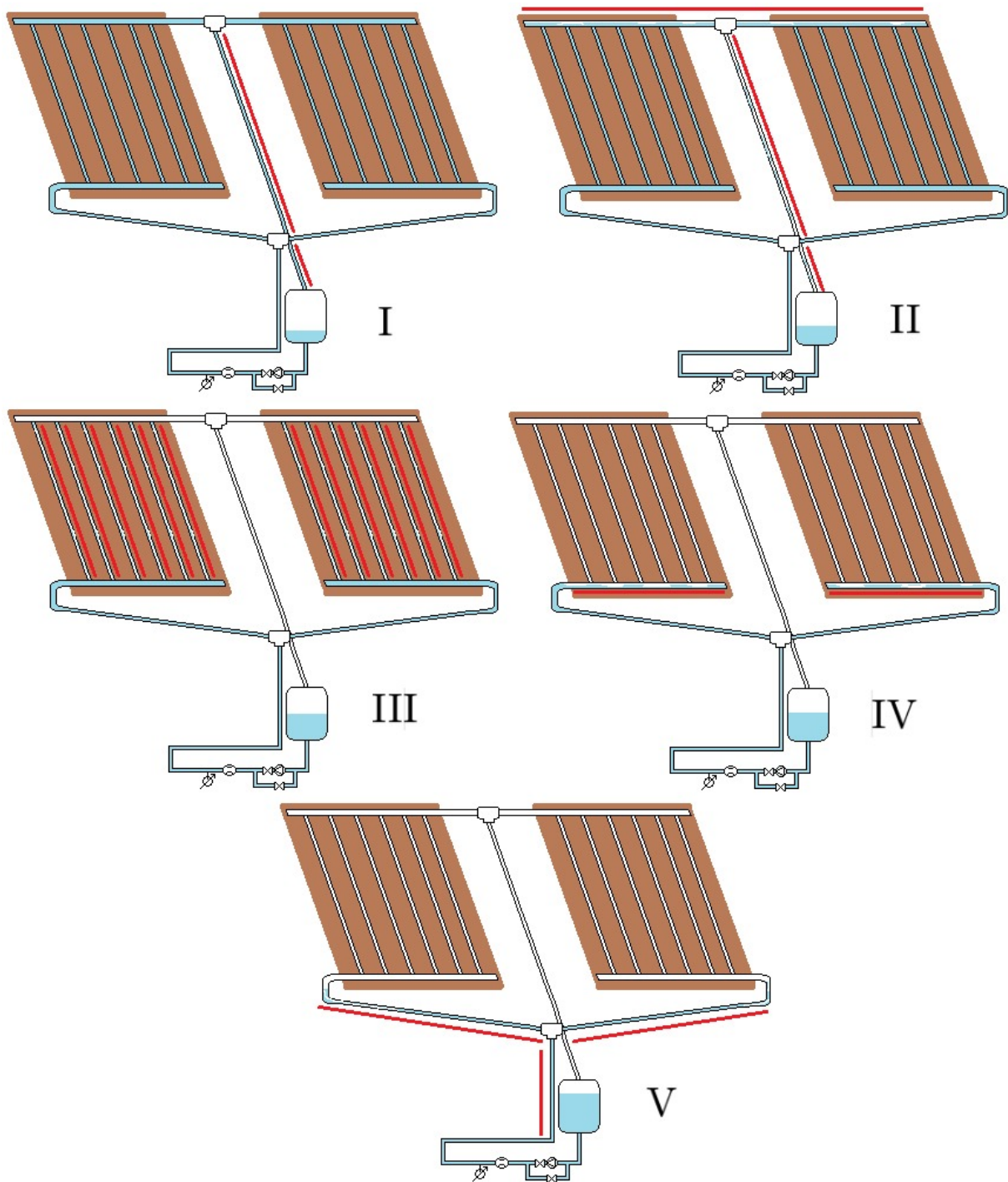


Figura 5.14: Visualización del proceso de vaciado.

En una instalación como la ensayada las ondas de presión no tienen grandes implicancias ya que son de muy poca amplitud, por el bajo descenso de caudal. Al ser un sistema de ensayo con tuberías flexibles, gran parte de la energía de las ondas se traduce en una expansión/estrechamiento del *PVC*. La amplitud de las ondas de presión estará ligada a la magnitud del descenso de caudal. En una instalación de mayor tamaño y con tuberías rígidas, la repetición de este transitorio puede comprometer algún elemento con límite de presión bajo.

5.4.4. Efecto Sifón

Uno de los principales fenómenos de interés a estudiar en la práctica es el efecto sifón. A lo largo del experimento se estudió su evolución, su impacto sobre las distintas variables del sistema (exigencia hidráulica en la bomba, presiones) como también las características necesarias de carga y caudal que permiten su correcta formación. Su aparición se observa cualitativamente a partir de cierto umbral de caudal traduciéndose en un llenado completo de la tubería de flujo y cuantitativamente en un descenso de la presión de impulsión de la bomba, seguido por una estabilización.

Como primera observación experimental del presente fenómeno, se destaca cómo al llegar la superficie libre del agua al extremo superior de los colectores y descender por la tubería de flujo, si se establece un caudal suficiente para la formación del efecto sifón, se hace notorio un aumento drástico del caudal en la instalación. Esto se debe a una gran disminución de la carga a vencer por la bomba una vez se tiene tal efecto de llenado de la tubería de flujo. Estas observaciones reafirman los análisis numéricos realizados en la Sección 3.3.4. También fue posible observar que, con el sistema en régimen funcionando con sifón formado y el sistema bomba-válvulas en una determinada configuración, si se pierde tal efecto y no se modifica la configuración, la superficie libre del fluido retrocede en la tubería de flujo, vaciándose así parcialmente colectores y estacionándose el sistema sin estar completamente lleno (superficie libre en impulsión en medio de los 12 tubos paralelos de los colectores).

Observando las mediciones experimentales recabadas, el sifón se traduce en un descenso en la presión del sistema y en un ascenso en el caudal, tal como señalaban las referencias consultadas, [25] y [26]. Este resultado es crucial, especialmente en instalaciones de gran tamaño donde la formación de este efecto puede reducir significativamente el consumo energético. Esto a su vez subraya la necesidad de un diseño hidráulico preciso; el pasar por alto la posible formación del efecto sifón en el diseño podría resultar en un caudal operativo que exceda los límites nominales establecidos por el fabricante para los colectores. A su vez, los diseños que intencionalmente lo evitan dejan de lado la oportunidad de hacer más eficiente el sistema.

5.4.4.1. Formación del sifón para un diámetro de 1/2"

En primer lugar, se busca estudiar la condición de mínimo caudal que favorece la formación del efecto para un diámetro de tubería de 1/2". Para esto se parte de la instalación en vacío, se enciende la bomba en una configuración tal que la superficie libre no sea capaz de llegar hasta la altura máxima de la instalación. Secuencialmente, se manipula las válvulas hasta que el líquido apenas rebose los manifolds superiores, asegurándose que aún no se forme el sifón. Una vez se alcanza el funcionamiento en régimen con el agua

escurriendo por la tubería de flujo, se sube levemente el caudal y se espera unos segundos para observar si este es suficiente para formar el sifón.

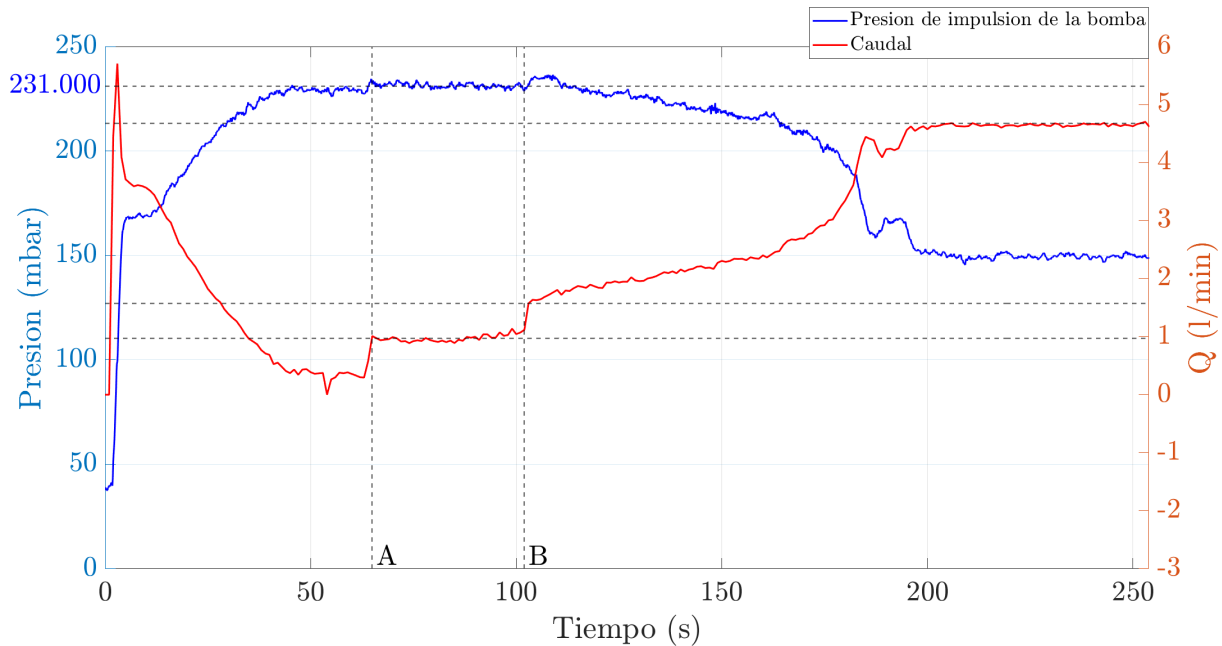


Figura 5.15: Formación de sifón para 1/2"

Observando la Figura 5.15, se hacen notorias las dos manipulaciones realizadas sobre el sistema, señalizadas con línea punteada vertical en A y B.

En el primer instante, se observa en la gráfica cómo al prender la bomba se tiene un aumento drástico del caudal y presión. En los primeros segundos de transcurso experimental la superficie libre del fluido sube, aumentando así la exigencia hidráulica sobre la bomba y deslizándose el punto de operación la izquierda en la curva $H(Q)$, por lo tanto, disminuyendo el caudal. Se observa que en la configuración inicial la bomba no es capaz de llenar la instalación, llegando a ser casi cero el caudal previo a A.

En A se realiza la primera manipulación sobre la configuración de la bomba, abriendo la válvula de la impulsión para lograr que el agua rebase colectores y alcance el funcionamiento en régimen. En esta configuración se observa cómo la presión en la impulsión llega prácticamente al máximo mientras que el caudal ($Q = 1,2 \frac{lt}{s}$) no es suficiente para llenar la tubería de flujo.

También, es alrededor del instante de manipulación A donde se observa la máxima presión en el gráfico 5.15, $P = 231 \text{ mbar}$, considerando que la altura del tanque acumulador es de $h_{tanque} = 0,38 \text{ m}$ y desde el tope del tanque al punto más alto de los colectores se tiene $h_{colectores} = 1,8 \text{ m}$ y el sensor se encuentra unos 10 – 12 cm por debajo del tanque, la medida es prácticamente la presión hidrostática de la columna de fluido ($h_{sensor-tope.col.} = 2,28 \text{ m}$). Algo análogo se puede argumentar en la presión de succión con lo que la bomba en este instante se encuentra entregando la presión correspondiente a la diferencia de altura entre las superficies libres del líquido tal y como se analizó numéricamente en la Sección 3.3.4.

En B, nuevamente se abre (parcialmente) la válvula de impulsión, disminuyendo así la carga que debe entregar la bomba y aumentando el caudal circulante de la instalación.

Al observar visualmente la evolución del sistema luego de la manipulación B se observó como la tubería de flujo poco a poco se fue llenando, hasta finalmente evacuar todas las burbujas de aire y conseguirse el sifón (etapa II de la Figura 5.14). En contrapartida, esta observación se puede analizar bilateralmente mediante un análisis de las curvas de la Figura 5.15: primero, en el periodo $t = [100; 170]$ s se observa una evolución paulatina y constante para ambas variables, del lado de P un crecimiento y para Q una disminución, lo que refleja una disminución constante de la carga que entrega la bomba; luego, aproximadamente en el instante $t = 170$ s ambas pendientes se acentúan (sin cambiar de signo) lo que representa el período donde se evacúa el restante final de aire en la tubería de flujo y se forma el efecto sifón, estableciendo así un funcionamiento en régimen hasta que se apaga la bomba y se vacía el sistema.

Finalmente, en este procedimiento experimental se puede determinar que para un diámetro de $\frac{1}{2}$ " el caudal mínimo para formar el sifón es $Q_{sifon} \approx 1,9 \frac{lt}{min}$, destacando también que este crece a medida que se logra el efecto buscado. En vista de este resultado se ve que el fenómeno se alcanza fácilmente, es decir, que para los parámetros de caudales nominales usuales es posible alcanzarlo. Se refleja cuantitativamente también la importancia de la consideración del efecto en el diseño, ya que sin ningún tipo de manipulación externa, con la formación del efecto sifón, la bomba pasa a trabajar en puntos de operación muy distintos ($Q_{sin.sifon} = 1,8 \frac{lt}{s}$ y $Q_{con.sifon} = 4,8 \frac{lt}{s}$).

5.4.4.2. Formación del sifón para un diámetro de 1"

Con el objetivo de analizar el funcionamiento del dispositivo experimental en una condición similar a las instalaciones reales, se varía el diámetro de la tubería de flujo, pasando a tener $D = 1$ in. Nuevamente, se busca observar la evolución de presión y caudal del sistema, con la variante mencionada, así como la presencia del efecto sifón. Se verifica en estudios experimentales previos [26] [50], cómo el aumento del diámetro de tubería implica un aumento en el caudal requerido para lograr la formación del sifón, esto se refleja en la Figura 1.11. Con el sistema experimental instalado, se verificó en múltiples ocasiones cómo el caudal máximo alcanzable es de $Q_{max} \approx 10,5 \frac{lt}{min}$. Tomando en cuenta Q_{max} como valor de ordenada y el diámetro de 1" = 2,54 cm como valor de abscisa en la Figura 1.11 se ubica un punto que prácticamente pertenece a la curva de formación del sifón, por lo tanto, se puede predecir que este efecto o se formará con dificultad, o no lo hará.

Con el análisis previo presente, se configuró la bomba y válvulas de forma de entregar el máximo caudal posible (recirculación cerrada, válvula de impulsión 100% abierta), y se puso en marcha la instalación, tomando así mediciones tanto de caudal como de presión reflejadas en la Figura 5.16.

Visualmente, se evidenció un llenado rápido de la instalación, llegando el agua a rebosar los colectores en un período muy corto de tiempo, aunque con el líquido cayendo por gravedad por la tubería de flujo, es decir, con el sifón no completamente formado. Progresivamente y a paso lento se visualizó cómo la tubería de flujo fue llenándose de agua y eliminando las burbujas de aire, llegando a un punto final en el que prácticamente se llena por completo esta parte de la instalación pero con una pequeña burbuja de aire entre la unión a la salida de los colectores y la tubería de flujo como se expone en la Figura 5.17. Esta observación evidencia la dificultad de asegurar, con certeza, el punto de formación del efecto sifón con un análisis visual.

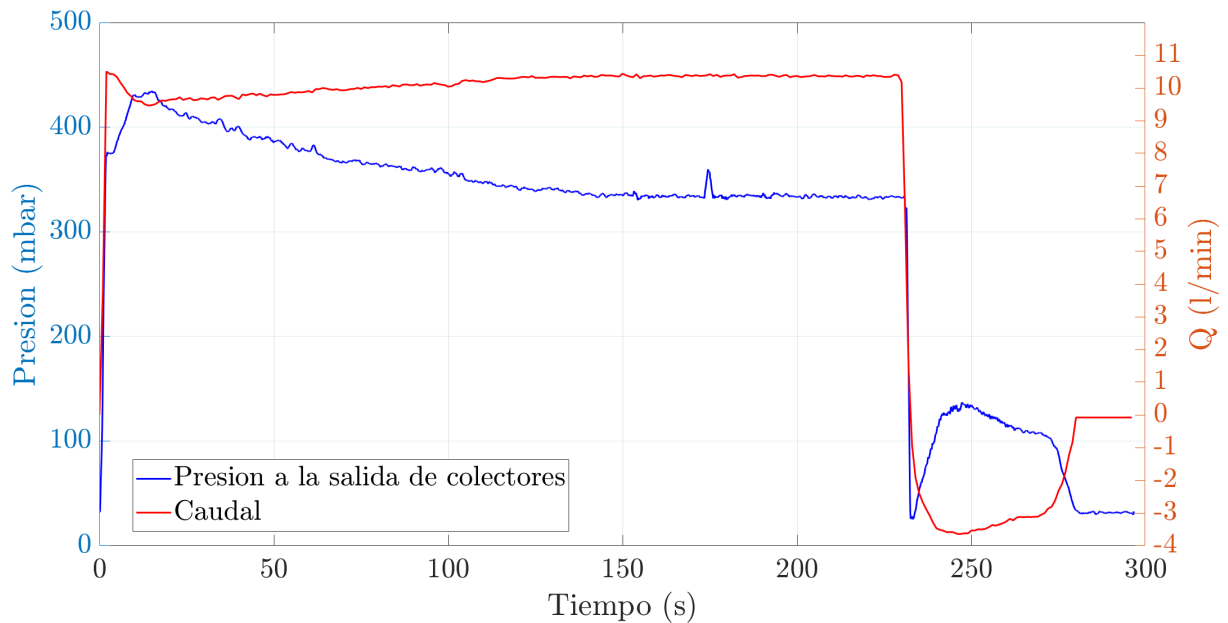


Figura 5.16: Formación de sifón para tubería de diámetro 1".



Figura 5.17: Pequeña burbuja de aire en formación de sifón 1" (salida de la toma de presión, visible en la Figura 5.4).

Al analizar la Figura 5.16 se puede describir un poco mejor los fenómenos observados. Posterior al claro inicio de la bomba donde suben drásticamente la presión y el caudal se hace evidente el reflejo de las observaciones del párrafo anterior, donde se confirma la evolución lenta y gradual de ambas variables P y Q , descendiendo la primera y aumentando la segunda. En el entorno de $t = 160$ s se puede visualizar cómo ambas curvas se vuelven horizontales (sin pendiente), lo que indica la efectiva formación del efecto sifón que, en contraste con la Figura 5.10, no se forma de un instante a otro sino que tiene una evolución lenta. Nuevamente se reafirma cómo la presión de impulsión (y la carga de la bomba) va bajando a medida que se va formando el sifón y no únicamente cuando este

último se formó, el cual es un resultado beneficioso.

El vaciado posee un comportamiento similar al analizado previamente, con un salto en la presión, cuando la columna de agua llega al tope de colectores, que coincide con el máximo caudal negativo. El tiempo de vaciado fue similar al caso anterior, tardando unos segundos más debido al mayor diámetro en la tubería de flujo.

5.4.5. Válvula de regulación de caudal

Como fue mencionado en la Sección 3.3.4, cuando se tiene una bomba sobredimensionada es necesario colocar una válvula reguladora de caudal con el fin de obtener el punto requerido de operación. La solución empleada en el ensayo consistió de una recirculación, que puede simular el funcionamiento de dos bombas en serie (con recirculación cerrada) y el apagado de una de ellas (al abrir la recirculación) tomando como referencia la bibliografía consultada [26][29]. Este método tiene la desventaja de depender un control manual para abrir la recirculación en el presente caso, o en una instalación real implica la colocación de una válvula solenoide con un sistema de control que establezca la condición para la cual se abre la recirculación, complejizando considerablemente un sistema de simple construcción.

Con el objetivo de simplificar la operación de la instalación, en lugar de ubicar una recirculación y una válvula en la impulsión, en la Sección 3.3.4 se propuso posicionar la válvula reguladora previa al ingreso del tanque *DrainBack* en lugar de ubicarla en la impulsión de la bomba, donde se ubica frecuentemente. La disposición propuesta se esquematiza en la Figura 3.7. Con esta alternativa la bomba operará en su caudal máximo hasta la llegada del líquido a la válvula y tanque donde se enfrentará con la pérdida de carga y automáticamente se modificará el punto de funcionamiento estableciéndose el caudal deseado. En la presente sección se pondrá a prueba tal configuración, analizando los efectos que tiene sobre el sistema y evaluando su validez.

Con el modelo propuesto, se instaló la solución como se observa en la Figura 5.18 (izquierda) y se puso en marcha la instalación y toma de medidas con la válvula a la entrada del tanque regulada en la posición deseada (para $Q = 2 \frac{lbs}{min}$). Primero, en el análisis cualitativo visual se observa cómo el sistema funciona tal y como fue descrito previamente, subiendo la columna de fluido de forma muy rápida y formando el sifón de forma casi instantánea, y regulándose el caudal rápidamente luego de que se tiene la tubería de flujo llena de líquido. El comportamiento descrito puede también analizarse a partir de la Figura 5.19. Contrario a reducciones anteriores en la carga de la bomba, esta vez se registra un aumento debido a las pérdidas adicionales de la válvula estrangulada. Aunque el efecto sifón anteriormente disminuía la carga del circuito, en esta ocasión actúa en simultáneo con las pérdidas de la válvula reguladora, siendo el impacto neto una suba en la demanda de carga, predominando así el efecto de la válvula.

El presente resulta ser un resultado muy alentador para la configuración propuesta por el equipo, sin embargo, es de importancia destacar que al apagar la bomba y entrar en la etapa de vaciado de la instalación, se observa una mayor dificultad que en los casos anteriores. Este factor se refleja en el tiempo del proceso de vaciado de la Figura 5.19. Una explicación razonable del fenómeno se encuentra considerando que por la porción estrangulada de la válvula debe ascender el aire y descender el agua simultáneamente. Los tiempos de vaciado se enlentecen un aproximado de 20 – 30 %, viéndose que aumentan

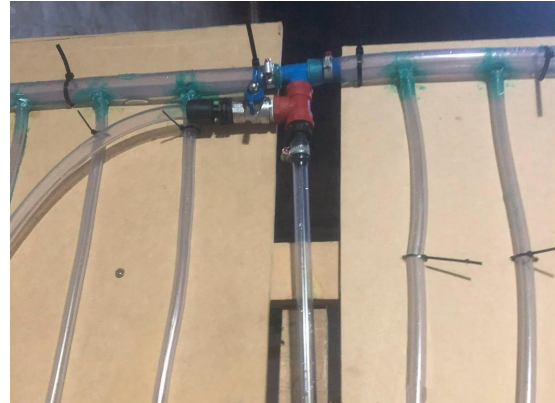


Figura 5.18: Solución propuesta para eliminar la columna residual.

con el grado de estrangulación de la válvula. Si bien esto no representa un peligro considerable a la instalación, se observa que al cerrar demasiado la válvula, luego del vaciado se estaciona un remanente de agua previo a la válvula como se observa en la Figura 5.20. Este resultado remarca la relevancia de seleccionar correctamente tanto la bomba como la válvula, se debe prever que la carga impuesta para funcionar al caudal nominal no sea alta como para comprometer el funcionamiento de la instalación.

En el presente caso, la válvula se regula para un caudal nominal $Q = 2 \frac{lt}{min}$, mientras que la bomba tiene un $Q_{max} = 10,5 \frac{lt}{min}$, lo cual se traduce en una estrangulación considerable de la válvula. Como se evidencia en la Figura 5.20, con la estrangulación mencionada, se tiene una columna de líquido residual nada despreciable. El peligro que esta columna de líquido representa sobre el funcionamiento será en la posterior puesta en operación y llenado del sistema, donde al encender la bomba, la superficie libre del agua subirá por la impulsión de la bomba, comprimirá el aire de los colectores (ya que la salida estará obstruida por la columna remanente de la Figura 5.20) generando así una suba de presión en el sistema hasta que esta sea suficiente para desalojar la columna residual por la válvula, lo cual se observó como un evento muy brusco.

Es clara la indeseabilidad del fenómeno de columna remanente y las posibles consecuencias que este puede implicar. Por esta razón, se buscó una posible solución para atender el problema. Esta consistió en el agregado de una tubería de *bypass* a la tubería de flujo desde la salida de los colectores al tanque de *DrainBack* con una válvula solenoide “Normal-Abierta” -NA- operada por el mismo sistema de control y línea de comando que la bomba, tal y como se esquematizó en la Figura 3.10 (Opción 3). Con la bomba prendida (válvula cerrada) el *bypass* es invisible para la instalación, y cuando se apaga la bomba y se abre la válvula, entra aire fácilmente por el *bypass* hasta la salida de los

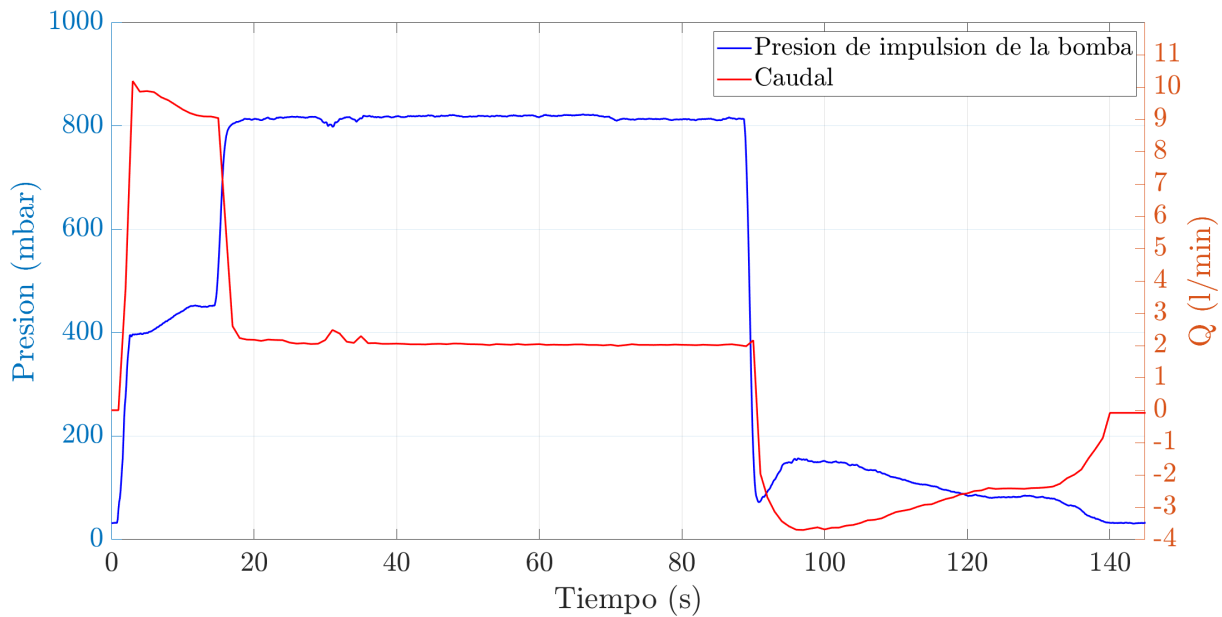


Figura 5.19: Comportamiento de la instalación con la válvula reguladora en la entrada del tanque.



Figura 5.20: Columna de agua residual posterior al vaciado producto del uso de la válvula de regulación en la entrada al tanque *DrainBack*.

colectores, facilitando el vaciado y no quedando el remanente estancado.

En la Figura 5.18 (izquierda) se presenta el dispositivo final, con el *bypass* entre la tapa del tanque *DB* y la salida de los colectores. Mientras que en la Figura 5.18 (derecha) se hace foco en la conexión con la salida de los colectores y se observa la válvula solenoide que fue modelada con una válvula esférica normal, manipulada manualmente en los instantes precisos para que funcione como su correspondiente eléctrico (cerrándola en prendido de la bomba y abriéndola en apagado).

Con la solución propuesta, se llevó a cabo el análisis experimental con la respectiva

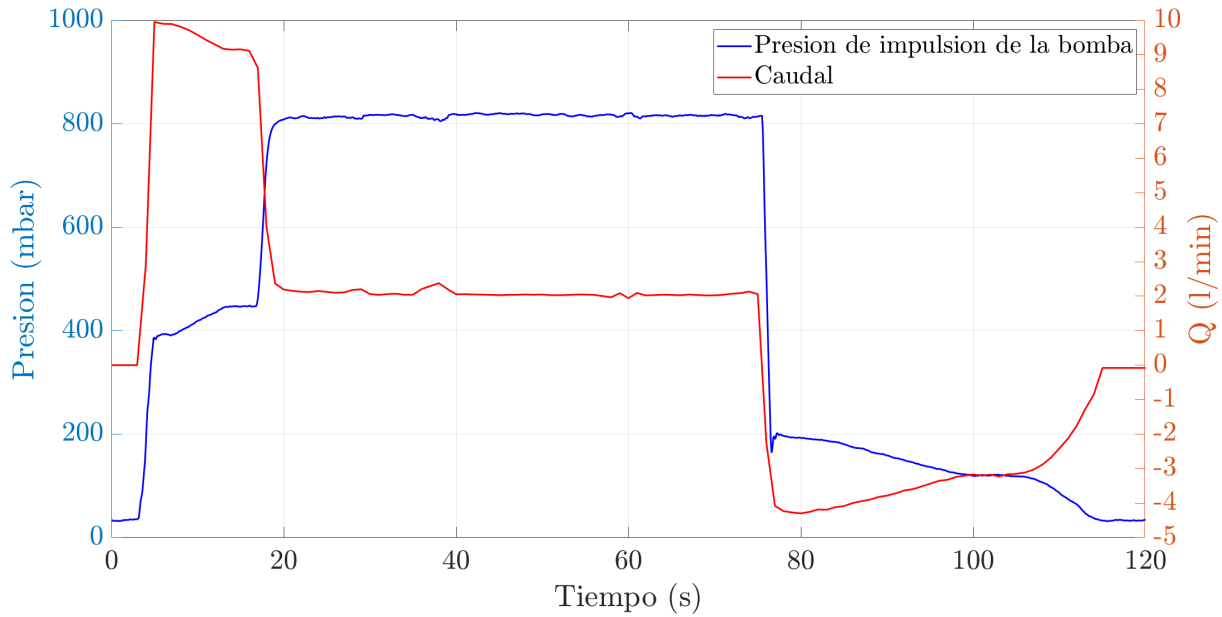


Figura 5.21: Comportamiento y evolución de presión y caudal para $Q = 2 \frac{lt}{min}$ y el *bypass* instalado.

toma de medidas. En este caso se presentan las curvas de interés en la Figura 5.21. En primer lugar, se confirma que el llenado y establecimiento del punto de funcionamiento deseado se ve incambiado por la presencia del *bypass* cerrado lo cual se refleja al analizar en comparación las figuras 5.19 y 5.21. Por otro lado, se confirma también la efectividad de la solución, logrando un vaciado más rápido y eliminando la columna residual de líquido descrita previamente (esto último no visible en las gráficas).

También se destaca que con la alternativa planteada, prácticamente toda el agua de la tubería de flujo cae por gravedad directamente al tanque. Esto es claro ya que al activarse el *bypass*, a diferencia de casos anteriores donde la salida de colectores disponía de $P < 0$ incitando un retroceso del líquido por la tubería de flujo, ahora automáticamente se establece la presión de tanque en la salida de los colectores.

Por último y como análisis final de esta sección se busca validar y cuantificar la efectividad del *bypass* en la instalación. Con este propósito se presenta la Figura 5.22 donde se presentan 4 distintas curvas de vaciado. En código de colores se presentan dos caudales distintos, luego mediante línea continua o segmentada se señala con y sin *bypass* respectivamente.

Instantáneamente, al observar la Figura 5.22 se destaca cómo ambas curvas continuas se asimilan tanto que se confunden entre sí, lo cual es un gran indicador de que el tiempo de vaciado es independiente del caudal inicial con el *bypass* impuesto. Asimismo, analizando por colores se observa cómo los procedimientos sin recirculación de aire conllevan un aproximado de 10 – 15 s más, lo cual no implica un peligro mayor.

Por último, se analizó cualitativamente un caso con menor estrangulación de la válvula, lo que correspondería a una instalación donde la bomba esté dimensionada de forma más acorde al rango de trabajo. Para esto se intentó regular a un caudal de funcionamiento de $Q = 6 \frac{lt}{min}$, lo que implicó menor estrangulación y obstrucción de parte de la válvula. Si bien la columna de líquido presentada en Figura 5.20 se mantuvo presente, se

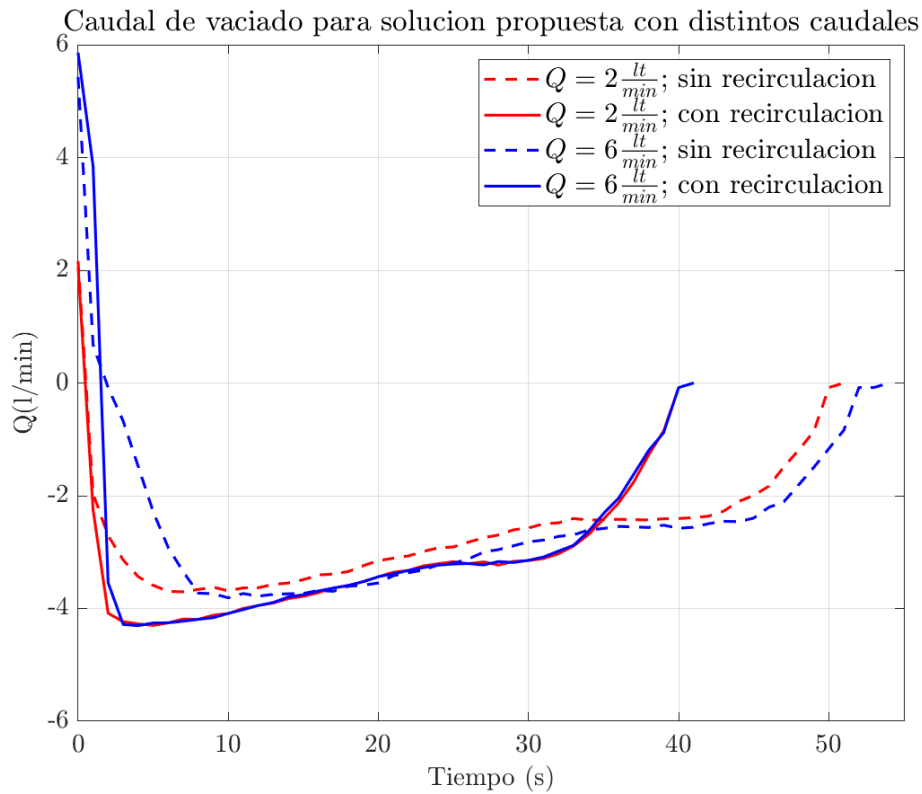


Figura 5.22: Etapa de vaciado con y sin *bypass* para distintos caudales.

observó que esta fue de menor dimensión y el efecto de la compresión de aire se redujo de forma considerable. Vale señalar que este valor de caudal no representa ningún umbral de estrangulación máxima, ni fue seleccionado por razones especiales, simplemente se utilizó para validar la importancia de no excederse en la pérdida de carga que la válvula impone.

5.5. Validación

Las mediciones experimentales ejecutadas y analizadas demuestran que la instalación sigue los comportamientos esperados y que el funcionamiento es correcto.

Con el fin de asegurarse que las observaciones realizadas sean extrapolables a otras instalaciones, se buscó validar las mediciones, comparando con referencias bibliográficas estudiadas, en particular con el trabajo de Carbajo en 2018 [29] que se basa en la instalación de la Figura 5.23. Se destaca que el autor modeló los colectores como una simple válvula que representa una pérdida de carga, y el sistema se encuentra en un plano vertical, no teniendo problema así con las pendientes de las tuberías.

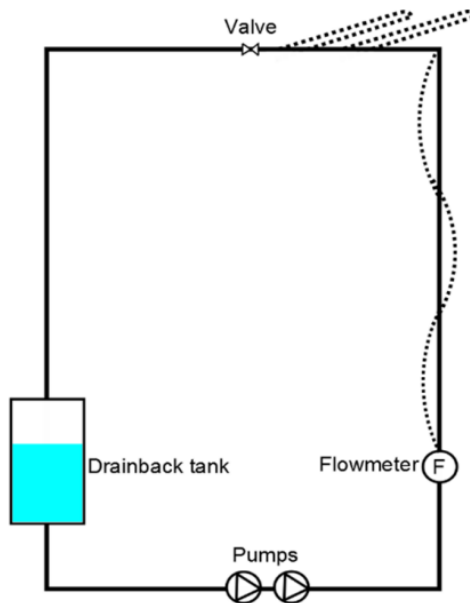


Figura 5.23: Instalación utilizada en el estudio ejecutado por Carbajo en 2018. Imagen extraída de [29].

El autor estudió el comportamiento del vaciado de la instalación en distintas configuraciones, variando el diámetro de las tuberías, volúmenes y largos totales. Asimismo, ejecutó un estudio numérico discretizando las ecuaciones de balance de cantidad de movimiento no estacionario, mediante el método de elementos finitos, con el fin de validar sus mediciones de caudal negativo. El autor llega a la conclusión de que sus datos experimentales se ajustan a sus curvas numéricas, cuando se considera que únicamente un 33 % de la columna de agua en la tubería de flujo cae por gravedad, y la restante se drena por el sifón inverso, a través de la tubería de retorno. Dicho comportamiento, fue observado experimentalmente por el grupo de trabajo, por lo cual es de interés validar los resultados obtenidos en el presente trabajo, con los obtenidos por Carbajo. [29]

En primera instancia, se buscó comparar las curvas presentadas por Carbajo de caudal negativo en función del tiempo, con las obtenidas en el presente desarrollo experimental; tales resultados pueden observarse en la Figura 5.24. Es de importancia considerar que la instalación donde se realizaron las mediciones experimentales, descrita en la Sección 5.3 difiere considerablemente de la utilizada por Carbajo. El dispositivo experimental consta de dos colectores de parrilla en paralelo, con una unión conectada a la tubería de retorno

y otra conectada a la tubería de flujo. Por otro lado, se utilizó una pendiente de 45° en los colectores, lo cual retrasa y desacelera el vaciado, en comparación con el caso de pendiente vertical. Estos factores explican las diferencias obtenidas en los resultados, como ser en los valores de caudal obtenidos en el intervalo $t/t_{max} = [0, 7; 0, 8]$, los cuales se estacionan en lugar de continuar su ascenso como en la curva de Carbajo. Este estacionamiento del caudal fue analizado en la Sección 5.4.3.2, y se debe a la conexión entre los colectores en paralelo y al tubería de retorno; conexión no visible en la instalación de Carbajo.

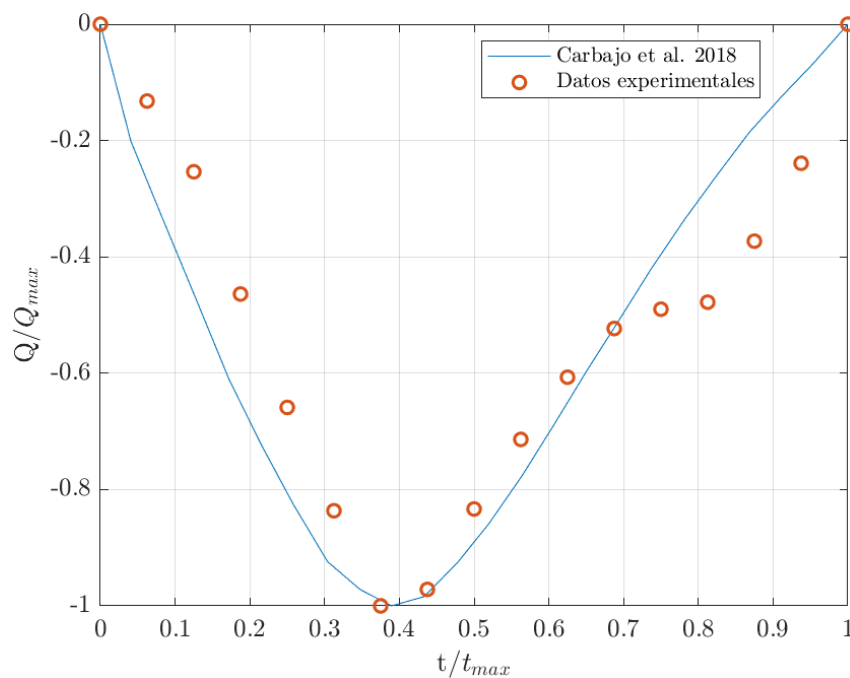


Figura 5.24: Caudal negativo en función del tiempo, en la instalación experimental, en contraste con la curva obtenida por Carbajo 2018. Curva teórica extraída de [29].

A raíz de las diferencias encontradas entre las curvas y entendiendo que su causa se relaciona con las diferencias entre las instalaciones en consideración, se migró la instalación experimental a una idéntica a la utilizada por Carbajo. No se utilizaron los colectores y se posicionó únicamente válvula como pérdida de carga, al igual que se presenta en la Figura 5.23, y se comparó los resultados de caudal de vaciado en función del tiempo con los obtenidos por el autor. La Figura 5.25 ilustra los resultados obtenidos, confirmando la hipótesis de que las diferencias en los resultados de la Figura 5.24 se deben a las diferencias entre las instalaciones. Se observa una leve superposición entre los puntos posteriores al caudal mínimo, así como cierto alejamiento en la etapa inicial del vaciado. Estos alejamientos se pueden explicar considerando que se utilizaron menores largos de tubería, factor que acelera el vaciado. El coeficiente de correlación de Pearson entre ambos sets datos de caudal dio un resultado $R = 0,989$, lo cual indica una buena correspondencia entre los resultados obtenidos y los provenientes de la publicación analizada.

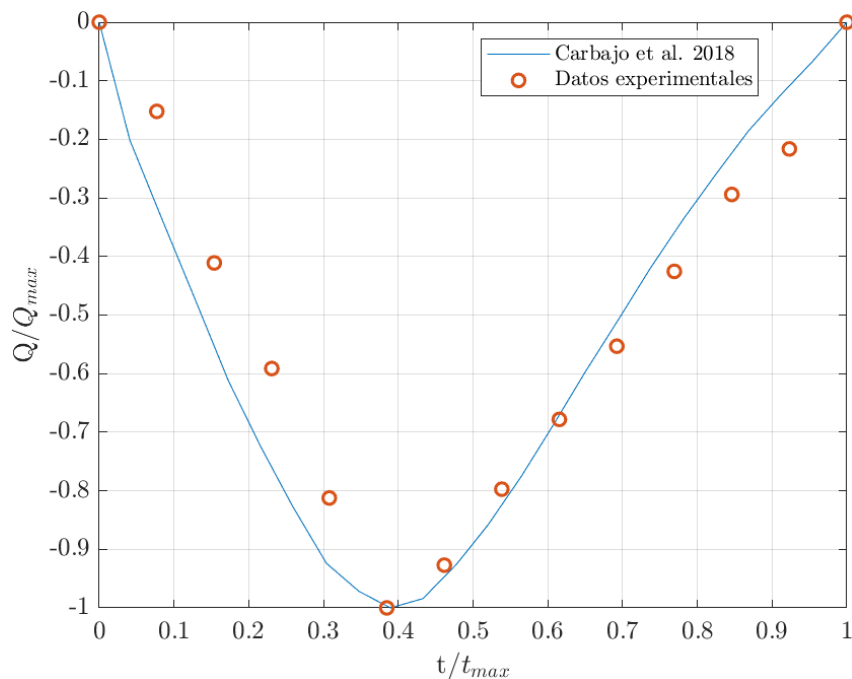


Figura 5.25: Datos experimentales obtenidos en superpuestos a los de Carbajo 2018. Curva teórica extraída de [29]

5.6. Conclusiones Experimentales

Como punto principal se destaca y reitera el correcto funcionamiento del sistema con elementos simples y sencillos. Se logró la construcción de un sistema estanco e hidráulicamente funcional, que representa gran parte de lo que ocurrirá en una instalación real, lo cual es el interés principal de todo el estudio. A su vez se logró que el sistema cumpla todas sus etapas de forma exitosa, incluso siendo no presurizado, lo cual evidencia que la tecnología de drenaje es posible más allá de los detalles en el diseño que implique.

Mediante la manipulación de los elementos y realizando variaciones en la instalación, el equipo fue capaz de conceptualizar los fenómenos observados, describiendo el paso a paso y analizando la evolución de las variables del sistema. El sistema presenta un comportamiento adecuado tanto en condiciones de operación usuales, como frente a cambios en las distintas variables (caudal, presión, diámetros, entre otras).

En base a la formación del efecto sifón, se visualizó de manera eficaz, y se estudiaron las condiciones necesarias para su formación tanto en 1/2" como en 1", analizando su evolución temporal y su efecto sobre las variables presión y caudal. A modo de síntesis en la Figura 5.26 se presenta una edición de la ya presentada Figura 1.11 obtenida de [26] con la superposición de los datos experimentales obtenidos por el grupo, validando los resultados obtenidos por la referencia. El punto 1 ($P1$) corresponde al valor hallado en la Sección 5.4.4.1, mientras que el punto 2 ($P2$) refiere al obtenido en la Figura 5.10 y el punto 3 ($P3$) tomado de la Sección 5.4.4.2.

Adicionalmente, en la Sección 5.4.5 se evalúa la solución propuesta por el equipo para solventar la dificultad de regulación de este tipo de sistemas, analizando su evolución y efectividad para distintas condiciones de caudal. A partir de tal alternativa, surgen inquietudes de operación como fue la llamada columna remanente de agua, para la cual

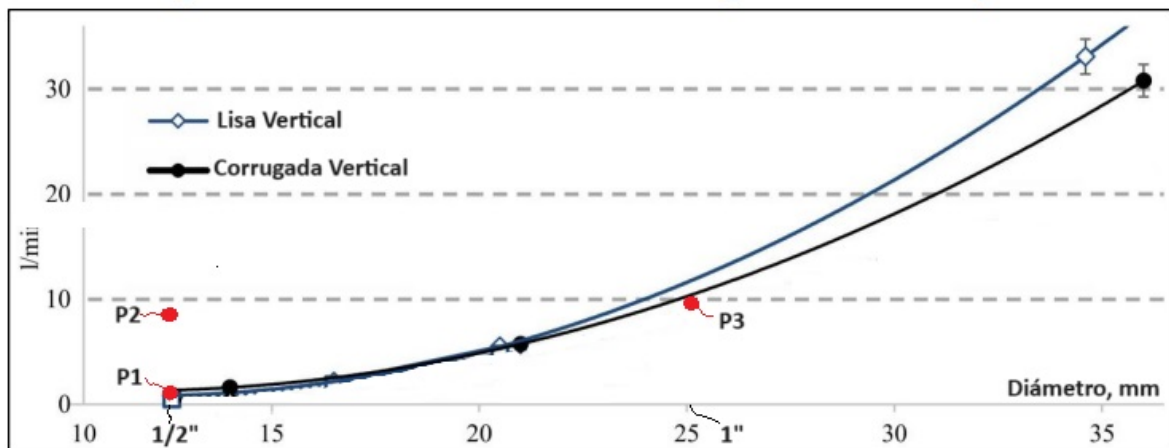


Figura 5.26: Datos experimentales superpuestos a la gráfica propuesta por la fuente [26].

se idea una solución funcional, se pone a prueba y se verifica como válida. Se logra así una medida de autorregulación para el sistema *DrainBack* muy simple, poco costosa y previamente no documentada. También se destaca como el vaciado no trae problemas en el funcionamiento de la instalación, siendo capaz de drenar en todos los casos en tiempos menores al máximo estipulado en la Sección 3.4.3.1.

Por último, en la Sección 5.5 se presentan y comparan algunos de los resultados obtenidos con bibliografía documentada [29]. En el análisis se logra no solo recrear los resultados de otros investigadores, sino que se plantea el estudio análogo para un sistema más allegado a una instalación real, respetando la utilización de colectores en paralelo y la diversificación del flujo en varias ramas.

Capítulo 6

Conclusiones

El presente estudio logró abordar los beneficios de aprovechar la energía solar, centrándose en los sistemas solares térmicos y explorando diversas tecnologías para abordar el problema del estancamiento, particularmente aquellas más comúnmente utilizadas en el mercado. A su vez, se propuso el diseño de una instalación desde dos enfoques: utilizando tanto la tecnología convencional de vaso de expansión, como el sistema *DrainBack*.

El primer paso hacia la culminación de los objetivos consistió en estudiar el estado del arte en instalaciones solares térmicas con foco en la tecnología *DrainBack*. Este estudio potenció el entendimiento de este tipo de instalaciones, así como de las instalaciones tradicionales, lo cual permitió comenzar a tomar los primeros pasos hacia su diseño.

En la instalación diseñada por el método convencional, se dio prioridad, por un lado, al cumplimiento de la normativa uruguaya ETUS, que regula este tipo de instalaciones, y por otro lado, a seleccionar los materiales de trabajo disponibles y aprobados en el mercado actual. Esto permitió entender los problemas y particularidades de una instalación real, así como acercarse a las tecnologías y materiales que el mercado local tiene para ofrecer. Se seleccionó una ubicación real en el departamento de Colonia para la instalación, lo que facilitó establecer límites y definir parámetros de funcionamiento, como la demanda energética, así como considerar las condiciones geográficas y de ubicación. En paralelo, se mantuvieron conversaciones con RTI experimentados en el área que enriquecieron la investigación aportando soluciones prácticas y consejos valiosos, poco documentados en la literatura existente. Se entiende que las normativas uruguayas abarcan un amplio espectro en lo referente a las secciones de una instalación solar, buscando siempre protegerla y que se requiera del mínimo mantenimiento.

Posterior a este trabajo, se ejecutó una simulación térmica del circuito con el software *TRNSYS* que colaboró en el entendimiento del perfil de temperaturas y el aporte energético de la instalación a lo largo del año. Asimismo, la simulación fue de suma importancia para estudiar el costo-beneficio tanto del sistema *DrainBack* como el de reemplazar las tuberías de cobre por PEX en este mismo sistema.

Con mayor conocimiento sobre instalaciones solares, se procedió a realizar la transición del sistema hacia el funcionamiento con tecnología *DrainBack*, teniendo así un caso de estudio versátil y de clara comparación entre ambas tecnologías de control del estancamiento. En esta sección se abordaron las problemáticas desde distintos enfoques, aportando, en varios casos, más de una solución al mismo problema. A raíz de esto, se buscó documentar todas las alternativas halladas e ideadas por el grupo, gracias al estudio

de capacitación previo, así como aportar recomendaciones y variantes a las posibles instalaciones que deseen adaptar esta tecnología. Dentro de esta sección se trataron de forma específica las 3 etapas de funcionamiento hidráulico: llenado, operación y vaciado. Cada uno de estos procesos tiene sus particularidades que deben ser atendidas con aspectos particulares a la instalación. A su vez, se estudió la utilización de dos tipos de materiales de tuberías: el PEX y el cobre, dejando en claro las características de cada uno de ellos y las potenciales desventajas de su uso.

Con el diseño de la instalación por ambos métodos, se procedió a estudiar la diferencia de costos que incurría una instalación frente a la otra, así como el tiempo de amortización que podría tener el sistema instalado. Como agregado a estos planteos, se estudió el beneficio de impulsar la tecnología *DrainBack* en la instalación utilizando tuberías PEX y con la sustitución del vaso de expansión por la propia tecnología de drenado.

Por último, se construyó y ensayó un prototipo de una instalación *DrainBack*, y se realizaron diversos ensayos de la hidráulica del sistema. El dispositivo experimental consistió de una disposición muy frecuente en las instalaciones reales de la actualidad y no previamente experimentada en la literatura registrada, destacando así el valor del experimento. A partir del mismo, se estudió el efecto sifón y su incidencia en la carga y caudal impulsado por la bomba, reafirmando la importancia de tener en cuenta este fenómeno en el diseño y verificando como válida la solución propuesta por el equipo. A su vez, se ensayaron distintas variantes para el vaciado de la instalación, atendiendo en primer lugar, a su funcionamiento y luego al tiempo que le lleva dicha etapa. Dentro de lo ensayado, se obtuvieron resultados de interés respecto a las variantes de entrada al tanque de drenaje. Se confirmó que la falta de precaución en su diseño puede llevar a la succión de burbujas de aire en la instalación, algo no deseado principalmente por su efecto en la disminución de la eficiencia y vida útil de la bomba. Asimismo, se validaron datos con otros ensayos realizados para verificar la fiabilidad de los resultados obtenidos.

Para concluir, el trabajo podría ser extendido recreando el diseño de una instalación de porte mayor con ambas alternativas (convencional de vaso de expansión y *DrainBack*), evidenciando así las facilidades operativas y ventajas económicas, también explorando otras variables dentro de la instalación experimental. Con el fin de estudiar el comportamiento de los sistemas *DrainBack* en instalaciones de mayor porte, se podría analizar distintas configuraciones de colectores, como puede ser la colocación de varias baterías de colectores en paralelo, con los mismos conectados ya sea en serie o en paralelo (objeto de estudio de lo que no existen antecedentes registrados). Probar las distintas disposiciones de los colectores, podría llevar una caracterización de este tipo de instalaciones así como a los potenciales beneficios y riesgos que poseen. A su vez, se pueden analizar en más detalle las distintas etapas de funcionamiento, como ser el llenado con dos bombas en serie o con la utilización de un variador de frecuencia para regular su velocidad. En este contexto sería interesante estudiar con mayor profundidad algunos detalles del sistema de control para *DrainBack*, como la diferencia de temperatura adecuada entre salida de colectores y tanque acumulador para iniciar el llenado y cómo manejar el uso de la bomba de apoyo en llenado en caso de ser necesaria su utilización. La presurización del sistema también podría ser de interés, así como la utilización de colectores solares provenientes del mercado local, con el fin de obtener un panorama más amplio respecto al uso de esta tecnología en el país.

Capítulo 7

Anexo

7.1. Memoria Técnica

MEMORIA TÉCNICA - DISEÑO Y CALCULO DEL SISTEMA SOLAR TÉRMICO												
2.1 DATOS GENERALES Y ANTECEDENTES												
1	Propietario o representante	Nombre							C.I.			
2		Nombre Comercial y Razón social							R.U.T.			
3		Domicilio calle y número				Ciudad			C.P.			
4		Correo electrónico				Dpto.			Tel.			
5	Reg DNE	Nombre							C.I.			
6	RTI	Domicilio calle y número				Ciudad			C.P.			
7		Correo electrónico				Dpto.			Tel.			
8		Nombre del proyecto							Dpto.			
9		Calle y número	Paralela Sur a Ruta 1, 70400			Ciudad	Colonia		C.P.			
10		N° de padrón							N° Carpeta Catastral			
11	Proyecto	Localización proyecto	Latitud	-34,34		Longitud	-57,26					
12		Edificación	Existente		Describir:							
13		Instalación ACS y red sanitaria	Existente		Describir:							
14		Sistema de energía auxiliar	Existente		Describir:							
15		Tipo de proyecto	P. Detallado		Aplicación: Solo ACS							
2.2 DATOS DE PARTIDA: PARÁMETROS DE USO Y CLIMÁTICOS												
1	Tipo de edificación	Residencias		Viviendas	Dormit./ vivienda		1D	2D	3D	4D		
2	Número de viviendas			33	N° de viviendas		26	7	0	0		
3	Factor de centralización (FC)			0,85	Personas / dormit.		1,0	2,0	0,0	0,0		
4	Número total de personas			40	Ocupación total		26	14	0	0		
5	Consumos unitarios (l/p.d)	1	60	¿Se usan otros valores de consumo y justificados? no								
6	Temperaturas (°C)	referencia: 45	45	uso: 45	distribución: 48							
7	Consumo diario (l/d)	0	2.040	suma: 2.040	¿Estacionalidad? E1							
8	Variables cálculos radiación:	Orientación (°)		15°	Inclinación (°)		40°	Pérdidas sombras (%)		0		
9	Fuente de datos	Departamento:	COLONIA		Radiación	18,0		T ambiente:	16,5		T agua fría	
10	Datos para cálculo piscina:	Largo (m)		0	Ancho (m)		0	Profundidad media (m)		0		
11		Superficie (m ²)		0	Volumen (m ³)		0	Pérdidas térmicas anual del vaso (kWh/año)		0		
12		Consumo diario agua reposición 24°C (l/d)		0	Demanda térmica agua reposición (kWh/año)		0					
2.3 PARÁMETROS FUNCIONALES												
1	Superficie de captación (A en m ²)	Ref. autorización	Marca	Modelo	Número	Unidad	Total					
2	Vol acumulación solar (V en litros)	ACS-0028	BURIAL SOLAR SAN	HP 270	6	2,61	15,66					
3	Relacion volumen/area (litros/m ²)	AAS-0057	KODSAN	KBD 1000	1	1.000,00	1.000					
4	Coefficientes del colector	Colectores asignados al ACS:			6	V/AACS	63,9	V/ATOT	63,9			
5	Dimensionado circuitos	Procedencia:	Informe ensayo	n0	0,713	a1	3,368	a2	0,009			
6	Efect. Inter	Q pri	Q total	Conex.	Qesp col	Qesp ins	Calor esp	Densidad	1.000			
7	Circuito primario	110	660	1	42,1	42,15	3.891	1,02	730			
8	Circuito secundario	628		en el rango		4.186		1,00	730			
9	Cant baterias	Caudal total por la batería (serie). Sale del fabricante, ver foto		Qpri /Area a_u nit		165	110	63,86				
10		I que sale de las baterias		Qtotre al		660						
2.4 RESULTADOS DEL CÁLCULO DE PRESTACIONES ENERGÉTICAS												
1	Aplicación	Solo ACS		0	Método de cálculo utilizado y versión: CALETUS v0.0							
2	ENE	100	28,4	6,21	23,7	2,040	1,221	89	1,087	36	2,24	
3	FEB	100	28,5	5,80	22,9	2,040	1,096	84	924	36	2,11	
4	MAR	100	26,1	5,56	21,2	2,040	1,390	76	1,063	39	2,19	
5	ABR	100	21,7	4,85	17,9	2,040	1,658	60	994	44	2,12	
6	MAY	100	16,6	3,80	14,8	2,040	2,088	41	857	46	1,76	
7	JUN	100	12,0	3,29	11,7	2,040	2,348	32	745	48	1,58	
8	JUL	100	9,3	3,67	11,4	2,040	2,625	35	908	51	1,87	
9	AGO	100	9,2	4,05	12,2	2,040	2,633	39	1.016	52	2,09	
10	SEP	100	11,7	4,80	14,1	2,040	2,370	48	1.144	51	2,43	
11	OCT	100	16,1	5,38	16,8	2,040	2.125	59	1.251	48	2,58	
12	NOV	100	21,3	5,89	19,5	2,040	1,687	72	1.210	44	2,58	
13	DIC	100	25,8	5,99	22,3	2,040	1.412	81	1.146	39	2,36	
14	MED	100	18,8	4,94	17,3	2,040					2,16	
15	TOT			1.802		745	22.652	55	12.346	44	788	
				kWh/m ²		m ³	kWh	%	kWh	%	kWh/m ²	

Figura 7.1: Memoria Técnica 1/6.

2.5 CONFIGURACIÓN

- 1 Tipo de sistema solar térmico
- 2 Circulación
- 3 Intercambiador
- 4 Contacto con la atmósfera del primario
- 5 Fluido y drenaje del circuito
- 6 Acoplamiento entre colector y acumulador
- 7 Sistema de apoyo
- 8 Referencia de la certificación o autorización del SSP
- 9 Marca de sistema solar prefabricado SSP
- 10 Modelo y referencia de tamaño
- 11 Referencia y disponibilidad del informe de ensayo
- 12 Referencia y disponibilidad manual de instalación
- 13 Número(s) de serie de fabricación
- 14 Número de equipos SSP de la instalación (uda)

Describir otro y observaciones	
A medida	
Forzada	
Indirecto interno	
Cerrado	
Lleno	
Separado/Partido	
Precaentam. Solar	
Este dato será aportado a través de la Web Solar	

2.6 CONDICIONES DE OPERACIÓN

- 1 Fuente para definir temperatura estancamiento
- 2 Temperatura de estancamiento del colector (°C)
- 3 Temperatura de preparación del sistema de apoyo (°C)
- 4 Temperatura máxima (°C)
- 5 Temperatura mínima (°C)
- 6 Altura (m.) entre parte superior (sup) e inferior (inf)
- 7 Componente crítico para definir presión máxima
- 8 Presión máxima (bar) del componente crítico
- 9 Presión nominal (bar) = tarado válvula seguridad
- 10 Presión máxima (bar)
- 11 Presión mínima (bar)
- 12 Acción combinada temperatura/presión
- 13 Medidas que evitan flujo inverso en circuito
- 14 Medidas que evitan flujo inverso en conexiones acumulador
- 15 Medidas que evitan flujo inverso en entrada agua fría
- 16 Medidas para evitar quemaduras usuario < 60°C
- 17 Medidas para evitar quemaduras por evacuación fluidos
- 18 Medidas para evitar quemaduras por superficies > 80°C
- 19 Protección seguridad intrínseca. Primario
- 20 Protección seguridad intrínseca. Secundario
- 21 Otros sistemas de protección relativas a presiones
- 22 Otros sistemas de protección relativas a presiones

Describir otro y observaciones					
Establecida por fabricante					
201					
50					
PRI. EST	PRI. VAP	PRI. RES	SEC	CON	DIS/REC
180	140	110	100	70	70
PRI. EXT	PRI. INT	SEC. EXT	SEC. INT	CON. EXT	CON. INT
-13	N/A	-8	15	N/A	20
PRI	5,753342786	SEC	0	CON	8
PRI-sup	PRI-inf	SEC-sup	SEC-inf	CON-sup	CON-inf
Expansión			Acumulador		
NA	10,0	NA	10,0	9,2	10,0
NA	6,0	NA	10,0		10,0
4,8	5,4	9,0	9,0		
2,0	2,6	2,0	2,0	2,0	2,8
no	Mat. Plástico	Temp (°C)		Pres (bar)	
si		Describir:	VÁLVULA DE RETENCIÓN		
si		Describir:	SIFÓN TÉRMICO		
si		Describir:	VÁLVULA DE RETENCIÓN		
si		Describir:	VÁLVULA DE MEZCLA		
-		Describir:	ESCAPES CONDUCIDOS		
-		Describir:			
Formar vapor y exp					
No necesita					

2.7 FLUIDOS DE TRABAJO

- 1 Sistema de protección contra heladas
- 2 Tipo de fluido en circuito primario
- 3 Características del agua
- 4 Características del anticongelante
- 5 Sistema de preparación mezcla del fluido del primario
- 6 Sistema de llenado del circuito primario
- 7 Control de proporción de mezcla
- 8 Proporción de mezcla (%)
- 9 Calor específico de fluidos (J/kg K)
- 10 Densidad de fluidos (g/cm3)

Describir otro y observaciones			
Anticongelante			
Mezcla propilen.			
Sin datos			
Otro			
Otro			
Bomba móvil			
Plan mantenim.			
30	Punto de congelación de la mezcla (°C) -13		
Agua	4.186	Fluido primario	3.891
Agua	1.000	Fluido primario	1.023

Figura 7.2: Memoria Técnica 2/6.

2.8 SISTEMA DE CAPTACIÓN

- 1 Referencia de la certificación o autorización
- 2 Marca de colector
- 3 Modelo y ref. tamaño
- 4 Referencia y disponibilidad del informe de ensayo
- 5 Referencia y disponibilidad manual de instalación
- 6 Número(s) de serie de fabricación
- 7 Superficie de apertura del colector (m2)
- 8 Caudal de ensayo (l/h.m2) y límites de validez
- 9 Coef. rendimiento. Factor óptico η₀
- 10 Coef. rendimiento. Factor de pérdidas a1
- 11 Coef. rendimiento. Factor de pérdidas a2
- 12 Número de colectores (uds.)
- 13 Superficie de apertura total (m2)
- 14 Potencia total nominal (kW)
- 15 Caudal total circuito primario (l/h)
- 16 Conexión en paralelo (1) o serie (2,3,...)
- 17 Caudal específico en el colector (l/h.m2)
- 18 Caudal específico en la instalación (l/h.m2)
- 19 Número de colectores por batería
- 20 Número de baterías por grupo
- 21 Número de grupos de baterías de colectores
- 22 Todas las baterías y grupos de colectores son iguales
- 23 Solución adoptada para equilibrado
- 24 Control equilibrado a largo plazo
- 25 Previsión válvulas por grupo. corte y seguridad
- 26 Orientación (¿la misma para todos?)
- 27 Inclinación (¿la misma?) y entre límites del fabricante
- 28 DA1 Informe de sombras
- 29 Cálculo de las pérdidas por sombras (%)
- 30 Exoneración justificada por zonas en sombra
- 31 DA2 Proyecto estructural
- 32 Sistema sujeción colectores descrito en manual fabricante
- 33 Protección exterior estructura

ACS-0028	
BURAL SOLAR SAN	
HP 270	
Referencia y disponibilidad del informe de ensayo	no
Referencia y disponibilidad manual de instalación	no
Número(s) de serie de fabricación	Este dato será aportado a través de la Web Solar
Superficie de apertura del colector (m2)	2,61
Caudal de ensayo (l/h.m2) y límites de validez	Min 50 Max 400
Coef. rendimiento. Factor óptico η ₀	0,713
Coef. rendimiento. Factor de pérdidas a1	3,368
Coef. rendimiento. Factor de pérdidas a2	0,009
Número de colectores (uds.)	6
Superficie de apertura total (m2)	15,66
Potencia total nominal (kW)	10,96
Caudal total circuito primario (l/h)	660
Conexión en paralelo (1) o serie (2,3,...)	1
Caudal específico en el colector (l/h.m2)	42,1
Caudal específico en la instalación (l/h.m2)	42,1
Número de colectores por batería	3
Número de baterías por grupo	2
Número de grupos de baterías de colectores	1
Todas las baterías y grupos de colectores son iguales	si
Solución adoptada para equilibrado	si
Control equilibrado a largo plazo	si
Previsión válvulas por grupo. corte y seguridad	si
Orientación (¿la misma para todos?)	15°
Inclinación (¿la misma?) y entre límites del fabricante	40°
DA1 Informe de sombras	si
Cálculo de las pérdidas por sombras (%)	0
Exoneración justificada por zonas en sombra	
DA2 Proyecto estructural	si
Sistema sujeción colectores descrito en manual fabricante	si
Protección exterior estructura	

FR(Ta) 0,713
FRUL 3,728
MAI 0,987

¿todos iguales? si

$P = \eta_u \cdot \text{Gref} \cdot A = 1000 \cdot 0,7 \cdot A_{\text{tot}} / 1000$ (en kW)

¿dentro d rango? si

Máximo recomendado

Describir: 2 Baterías en paralelo de 3 colectores en paralelo cada una

Describir: Simetría

Describir:

Describir:

misma? si

misma? si

Describir:

Cumple requisitos geométricos

Describir:

Describir:

Describir:

Describir:

2.9 SISTEMA DE ACUMULACIÓN

- 1 Referencia de la certificación o autorización
- 2 Marca de acumulador
- 3 Modelo y referencia a tamaño
- 4 Referencia y disponibilidad del informe de ensayo
- 5 Referencia y disponibilidad manual de instalación
- 6 Número(s) de serie de fabricación
- 7 Volumen unitario (litros)
- 8 Número de acumuladores (uds.)
- 9 Volumen total (litros)
- 10 Relación Volumen/Área de colectores (litros/m2)
- 11 Conexión de varios acumuladores
- 12 Para conexión en paralelo, se adopta solución de equilibrado
- 13 Ubicación
- 14 DA2 Proyecto estructural de acumuladores (en DA2)
- 15 Ejecución del aislamiento y protección
- 16 Tipo y material de aislamiento acumulador
- 17 Conductividad térmica del aislamiento al exterior (W/m.K)
- 18 Espesor aislamiento acumulador (mm.)
- 19 Protección y acabado exterior del aislamiento
- 20 Tipo de intercambiador para ACS
- 21 (IA) Área útil del intercambiador interno (m2)
- 22 (IA) Área específica (m2/m2) intercambiador interno

AAS-0057	
KODSAN	
KBD 1000	
Referencia y disponibilidad del informe de ensayo	no
Referencia y disponibilidad manual de instalación	si
Número(s) de serie de fabricación	Este dato será aportado a través de la Web Solar
Volumen unitario (litros)	1.000
Número de acumuladores (uds.)	1
Volumen total (litros)	1.000
Relación Volumen/Área de colectores (litros/m2)	VIAACS 63,9
Conexión de varios acumuladores	Serie
Para conexión en paralelo, se adopta solución de equilibrado	
Ubicación	Exterior
DA2 Proyecto estructural de acumuladores (en DA2)	Fábrica
Ejecución del aislamiento y protección	
Tipo y material de aislamiento acumulador	42 kg/m3 water based hard PU (HCFC-Free) foam (SP/80)
Conductividad térmica del aislamiento al exterior (W/m.K)	
Espesor aislamiento acumulador (mm.)	50
Protección y acabado exterior del aislamiento	Electrostatic Powder Painted Steel / Artificial Leather / IXPE / ABS
Tipo de intercambiador para ACS	Interno
(IA) Área útil del intercambiador interno (m2)	1,13
(IA) Área específica (m2/m2) intercambiador interno	NA

¿iguales? si

Composición

¿VIAACS ≥ 60? si VIATOT 63,9

Describir:

Describir:

Describir:

Describir:

Describir:

¿ ≥ 50 mm ? si

Describir: Serpentin

¿ ≥ 0,2 ?

Figura 7.3: Memoria Técnica 3/6.

2.10 SISTEMA DE INTERCAMBIO

1	Tipo de intercambiador externo		Describir:	
2	Seleccionado marca, modelo y tamaño	no	Describir:	
3	Referencia y disponibilidad manual de instalación			
4	Características del intercambiador	Diseño	Selec.	¿Es adecuado?
5	Potencia de diseño intercambiador (kW)	0		≥ 525 ?
6	Potencia unitaria (W/m ²)	3.891		No No
7	Calor específico fluido primario (J/kg K)	1,023		= sec ?
8	Densidad fluido primario (kg/l)	730		Si Si
9	Capacidad calorífica del primario (W/K)	660		df < 10% #/D
10	Caudal del circuito primario (l/h)	0,0		= 50 ?
11	Salto de temperaturas de diseño (K)	0,0		No No
12	Temperatura de entrada (°C)	0,0		≤ 20 ?
13	Temperatura de salida (°C)	46,6		Si Si
14	Capacidad calorífica específica (W/m ² K)	4.186		
15	Pérdida de carga primario (kPa)	1,000		
16	Calor específico fluido secundario (J/kg K)	730		
17	Densidad fluido secundario (kg/l)	628		
18	Capacidad calorífica del secundario (W/K)	0,0		(Q2-Q1)/Q1 5,2 %
19	Caudal del circuito secundario (l/h)	0,0		≥ 45 ?
20	Salto de temperaturas de diseño (K)	0,0		No No
21	Temperatura de salida (°C)	0,0		≤ 20 ?
22	Temperatura de entrada (°C)	0,0		> 0,7 ?
23	Pérdida de carga secundario (kPa)	#/DIV/0!		Si Si
24	Efectividad del intercambiador			#/DIV/0! No
25	Material en contacto con el ACS		Tipo de acero inox	
26	Accesorios de instalación para sistemas con A > 100 m ²	V. corte	Purgas	Puente man Termómetro

2.11 CIRCUITOS HIDRÁULICOS

1	Material de las tuberías	PRIMARIO	SECUNDARIO
2	Diámetro máximo de la tubería (pulgadas o mm)	Cobre	Termofusión
3	Verificada velocidad y pérdida de carga en tuberías	3/4"	1 1/2"
4	Cantidad de circuitos en paralelo	Justificado	Justificado
5	Criterio de equilibrado	2	
6	Caudal total diseño y de la bomba (l/h)	Simetría	
7	Pérdida de carga total y presión de la bomba (mca)	660	628
8	Marca, modelo y tamaño de bomba seleccionada	Alpha3 15-40 130	
9	Número de bombas en el circuito (uds.)	1	
10	Potencia eléctrica de la bomba (W)	18	
11	Suma de potencias eléctricas (pri + sec) (W) y % sobre total	0,16 %	¿≤ requisito 1 ó 2%?
12	Tipo y material de aislamiento de tuberías al exterior	Polietileno expandido	
13	Conductividad térmica del aislamiento al exterior (W/m K)	0,032	
14	Espesor aislamiento al exterior para tub mayor diá. (mm)	20	
15	Protección y acabado del aislamiento exterior	Folio aluminio	
16	Tipo y material de aislamiento de tuberías al interior		
17	Conductividad térmica del aislamiento al interior (W/m K)		
18	Espesor aislamiento al interior para tub mayor diá. (mm)		
19	Protección y acabado del aislamiento al interior		
20	Procedimiento definición de aislamiento	Simplificado	Describir

2.12 CIRCUITO DE CONSUMO (INSTALACIÓN SANITARIA)

1	Temperatura máxima de salida del Sistema Solar Térmico (°C)	95	
2	Temp. máxima del Sistema Solar Térmico (SST) regulada por:	Temp máx depósito	
3	Temp máxima establecida por fabricante	Fabricante	
4	Temp máxima soportada por Sistema de Energía Auxiliar SEA (°C)	Causa	
5	Temp máxima soportada por circuito hasta SEA (°C)	Causa	
6	Tipo de conexión entre SST y SEA	En serie	
7	Si serie: protección de la conexión del SEA	No necesita	
8	Si paralelo: justificar tipo de conexión		
9	Si paralelo: forma conmutar SST-SEA		
10	Posibilidad de desconexión del SEA	si Eléctrica si Hidráulica Si usamos BC eléctrica	
11	Diseño de la conexión de agua fría y caliente	Diámetro (mm)	Caudal diseño (l/m)
12	Aislamiento en la conexión de agua caliente	Espesor (mm)	Conductividad (W/m.K)
13	Efectos pérdidas de carga diferenciales en consumo	Describir	
14	Presiones de la red de alimentación (bar)	Máximo	Nominal
15	Para limitar presión circuito consumo	Ver—depende de presión de consumo	Mínima
16	Válvulas en acometida fría a SST	si Corte	si Retención
17	Válvulas de vacado y purga	si	Describir
18	Previsión escapes conducidos visibles y seguros	si	Describir
19	Compatibilidad materiales para circuito ACS	si	Describir

Figura 7.4: Memoria Técnica 4/6.

2.13 SISTEMA DE EXPANSIÓN

- 1 Presión de trabajo máxima del sistema de expansión (bar)
- 2 Presión de trabajo mínima del sistema de expansión (bar)
- 3 Criterio de protección por seguridad intrínseca
- 4 Volumen de reserva (litros)
- 5 **DA3** Volumen total del circuito (litros)
- 6 Coeficiente de expansión térmica
- 7 Volumen de dilatación (litros)
- 8 Volumen de vapor (litros)
- 9 Volumen útil del sistema de expansión (litros)
- 10 Coeficiente de presiones
- 11 Volumen total calculado (litros)
- 12 Número de vasos seleccionado (uds)
- 13 Volumen unitario nominal del vaso seleccionado (litros)
- 14 Volumen total del sistema de expansión (litros)
- 15 Marca y modelo
- 16 Presión nominal del vaso de expansión (bar)
- 17 Presión de precarga del gas sistema de expansión (bar)

PRIMARIO		SECUNDARIO
5,4		
2,6		
Formar vapor y exp		No necesita
1,0		
34,4		
0,085		
2,9		0,0
10,5		
14,5		0,0
2,27	>2 si	#DIV/0!
32,8		#DIV/0!
1		
50		
50		0
CITRAL GSUN 3/4		
10		
3		

2.14 SISTEMA DE MEDIDA

- 1 Medidas de presión
- 2 Medidas de temperatura
- 3 Medidas de caudal
- 4 Medidas de energía
- 5 Medidas de radiación
- 6 Configuración considerada
- 7 Sensores obligatorios
- 8 Sensores recomendados
- 9 Equipamiento mínimo
- 10 Sistema de monitoreo

Manómetro	
Termómetro	
Caudalímetro	
Previstos	
Parcial	
Manómetro	Termóm depósito
Describir	

2.15 SISTEMA DE ENERGÍA AUXILIAR O DE APOYO

- 1 Aplicación del aporte de energía auxiliar
- 2 Forma de aporte de energía auxiliar
- 3 SEA con acumulación
- 4 SEA instantáneo
- 5 Energía de apoyo
- 6 Marca y modelo del sistema de auxiliar
- 7 Referencia y disponibilidad de informe de ensayo
- 8 Referencia y disponibilidad manual de instalación
- 9 Número y potencia de generadores calor
- 10 Número y potencia de intercambio auxiliar (kW)
- 11 Número y volumen de acumulación auxiliar (litros)
- 12 Condiciones funcionamiento del SEA si es exsistente
- 13 Rango regulación temperatura salida (°C)
- 14 Temperatura de preparación (de seteo) (°C)

Centralizada	Bomba de calor	
Acumulación		
Otro	Bomba de calor	
Elec. Bomba calor		
NDE-C30-HHW		
	no	
	no	
Uds 1	kW 9,1	Tot. (kW) 9,1
Uds	kW	Tot. (kW)
Uds 1	litros 500	Tot. (litr) 500
Actúa cuando temperatura del acumulador auxiliar menor a 50PC		
Min	45	Max 55
50	Criterio: Revisar esto, temperatura de preparación de BC menor a la Tp	

2.16 SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL

- 1 Marca y modelo del sistema de control
- 2 Referencia y disponibilidad del informe de ensayo
- 3 Referencia y disponibilidad manual de instalación
- 4 Posición de sondas en esquema
- 5 Estrategia de control
- 6 Tipo control bomba primario
- 7 Tipo control bomba secundario
- 8 Valores de seteo del diferencial temp
- 9 Señalización visible
- 10 Funcionamiento automático y manual
- 11 Limitación temp máxima en acumulador (°C) y actuación
- 12 Limitación temp máxima en primario (°C) y actuación
- 13 Limitación temp mínima en primario (°C) y actuación
- 14 Otro control y actuación

Seltron SGC16H				
	si			
	no			
si	Describir	Ver detalle esquema		
Maximizar solar				
Diferencial primario				
Paro si < (°C)	4	Marcha si > (°C)	7	3
si	Alimentación	Funcionamiento		
si	Automático	Man conexión	si	Man desconexión
85	Actúa	Parada bomba de primario		
no	Actúa			
no	Actúa			

Figura 7.5: Memoria Técnica 5/6.

2.17 ESPECIFICACIONES DE COMPONENTES

		Cuadro de chequeo de cumplimiento										
		TMÁX		PMAK				EXT	FLU	ACS	Adi. para	
		PRI	SEC	PRI	SEC	SEC						
1	F01 Sistema prefabricado											
2	F02 Colector Solar											
3	F03 Acumulador solar											
4	F04 Intercambiador de calor											
5	F05 Bomba primario											
6	F06 Bomba secundario											
7	F07 Fluido de trabajo											
8	F08 Aislamiento tuberías. Protección ext											
9	F09 Vaso de expansión											
10	F10 Válvula de corte											
11	F11 Válvula de equilibrado											
12	F12 Válvula de retención											
13	F13 Válvula de seguridad											
14	F14 Sensores equipo de control											
15	F15 Sensores sistema de medida											
16	F16 Tubería material plástico											
17	F17 Válvula seguridad TP											
18	F18 Válvula mezcladora											
19	F19 Sistema de energía auxiliar											
20	Cumplimiento de todos los requisitos	no		no		no		no	no	no	no	

2.18 PLANOS Y ESQUEMAS

1	P1 Emplazamiento edificio, colectores y sala técnica. Orientación, obstáculos y sombras	
2	P2 Ubicación de colectores (separaciones, distancias entre ellos y a obstáculos, accesos)	
3	P3 Distribución sala técnica y situación acumulación, intercambio, bombas, expansión y control	
4	P4 Trazado de circuitos hidráulicos, diseño y situación componentes (v corte, seguridad, purga, ...)	
5	P5 Complementos hidráulicos: sistema de sistemas de llenado, purga y vaciado. Sistema de medida	
6	P6 Sistema de energía auxiliar. Integración y conexión con las restantes instalaciones del edificio	
7	P7 Esquema de funcionamiento completo. Diagrama o esquema de principio	
8	P8 Esquema eléctrico y de control. Detalles de posición de sondas y elementos de campo	
9	P9 Diseño de estructura y sujeción de colectores y acumuladores. Soportes y detalles constructivos	

Figura 7.6: Memoria Técnica 6/6.

7.2. Planos de la instalación convencional

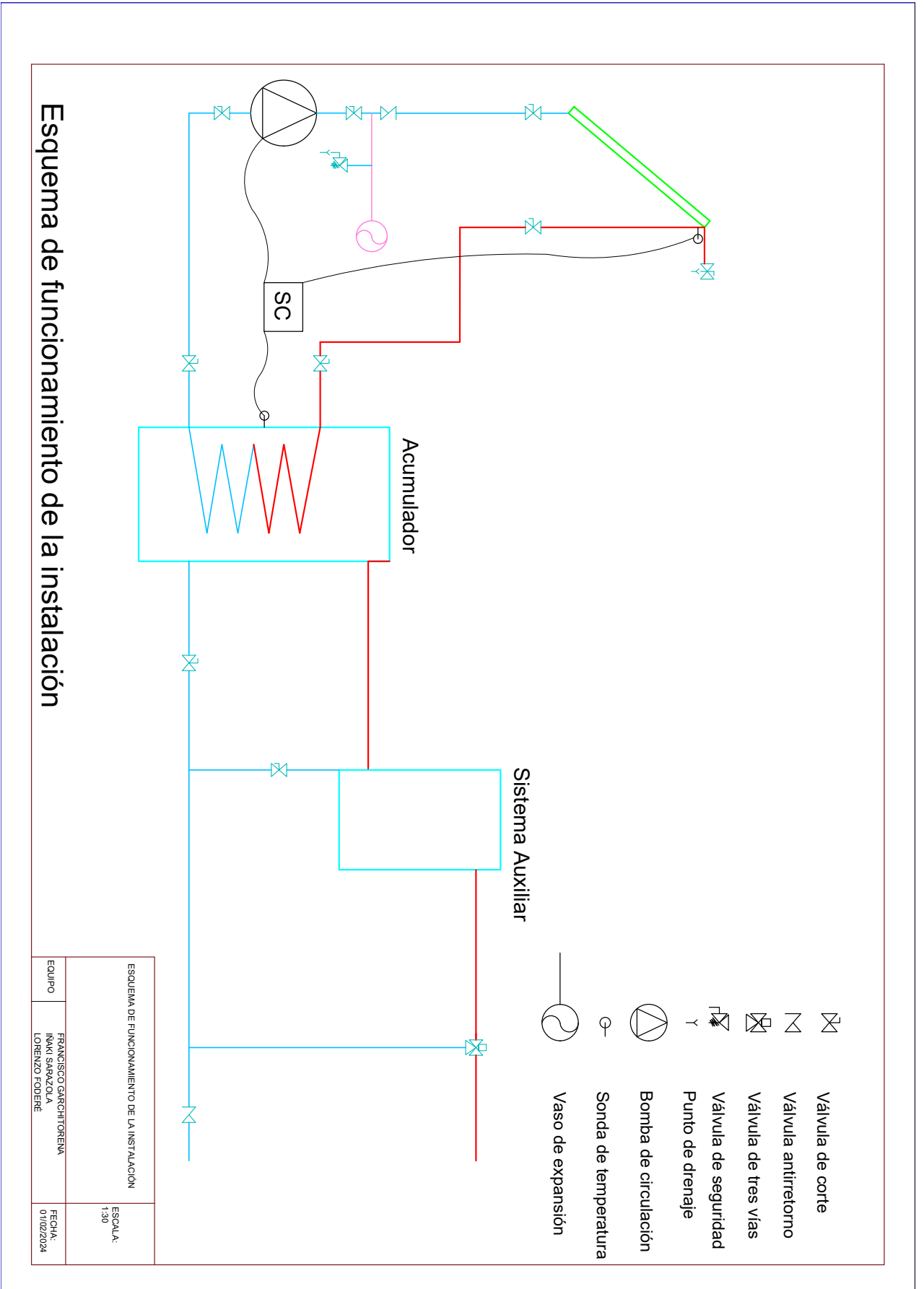


Figura 7.7: Esquema de Funcionamiento de la instalación diseñada.

7.2. PLANOS DE LA INSTALACIÓN CONVENCIONAL

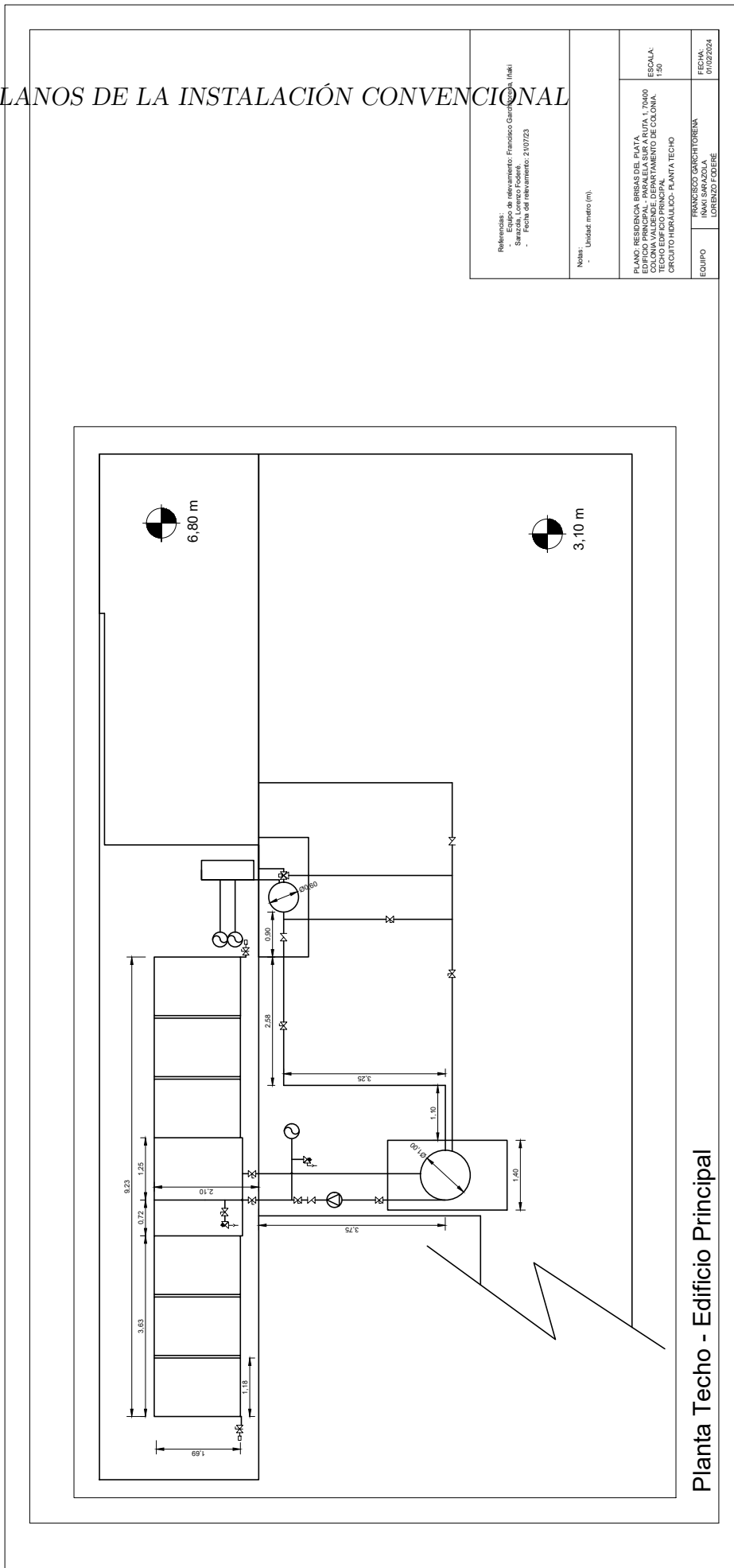


Figura 7.8: Plano Vertical de la instalación diseñada.

7.3. Cálculos de la orientación e inclinación óptima de los paneles

Es importante destacar que la gran mayoría de las formulaciones matemáticas y la información utilizada para estos cálculos fue extraída de las notas del curso *F.R.S.* [4] con un intento de adecuar la información a la causa, se pueden encontrar los cálculos y explicaciones con mas detenimiento en tal fuente; a continuación se presenta en la Figura 7.9 una representación visual de la nomenclatura empleada.

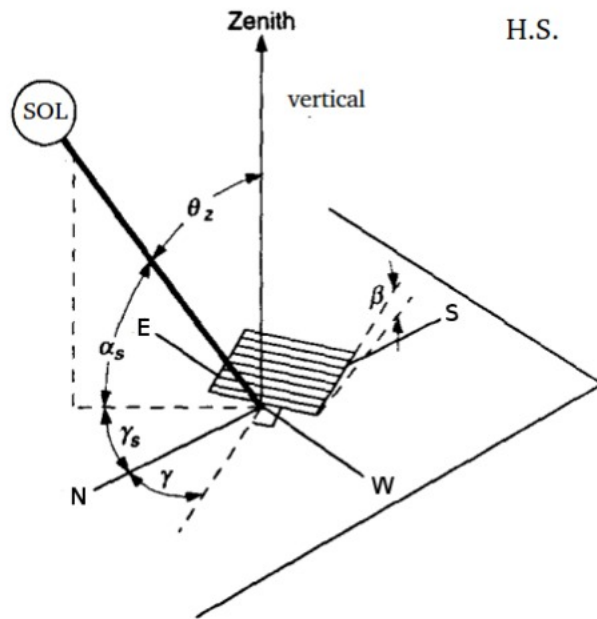


Figura 7.9: Geometría y nomenclatura de ángulos

El ángulo que forma la línea Tierra-Sol con el plano ecuatorial de la Tierra cambia a medida que la tierra recorre su órbita. Este ángulo es la declinación solar δ . Este valor puede ser aproximado mediante su serie de fourier como lo planteo Spencer en 1971 en la referencia [51] mediante la ecuación Ecuación 7.1.

$$\delta = 0,006918 - 0,399912\cos(\Gamma) + 0,070257\sin(\Gamma) - 0,006758\cos(2\Gamma) + 0,000907\sin(2\Gamma) - 0,002697\cos(3\Gamma) + 0,00148\sin(3\Gamma) \quad (7.1)$$

donde δ está expresado en radianes y la fase es $\Gamma = \frac{2\pi(n-1)}{365}$; esta aproximación presenta un error mínimo y resulta imperceptible para la aplicación.

Dicho esto, es necesario acotar que el día solar no tiene una duración fija de 24 horas (salvo en 4 días al año) principalmente por dos factores: La orientación variable del plano de la órbita terrestre en relación al ecuador celeste, con respecto al cual se determina el tiempo estándar y la variación de la velocidad orbital de la Tierra debida a la excentricidad de su órbita. Por lo que se define la variable E que corresponde a la diferencia entre el tiempo solar y el tiempo solar medio; la variable mencionada también fue aproximada

por Spencer [51] mediante su serie de fourier mediante la ecuación Ecuación 7.2, donde también se hace uso de la fase Γ .

$$E \approx 229,18 \min[0,000075 + 0,001868 \cos(\Gamma) - 0,032077 \sin(\Gamma) - 0,014615 \cos(2\Gamma) - 0,04089 \sin(2\Gamma)] \quad (7.2)$$

Luego, el ángulo horario ω indica el desplazamiento angular del sol, de este a oeste y se define sobre el plano del ecuador, como el ángulo entre el meridiano del Sol (meridiano solar) y el meridiano del observador (O), que se puede obtener mediante la hora del día en el sitio T_{UTC} y la longitud del meridiano del sitio L_0 y L_{UTC} la del meridiano del uso horario al cual este referida la hora por medio de la ecuación 7.3.

$$T_{UTC} = 12(1 + \frac{\omega}{\pi}) + \frac{L_{UTC} - L_0}{15} - \frac{E}{60} \quad (7.3)$$

Además, el ya mencionado ángulo cenital θ puede ser calculado mediante la ecuación 7.4, donde ϕ representa la latitud del sitio, β la inclinación del plano y γ es el ángulo azimutal.

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & [\sin(\delta)\sin(\phi) + \cos(\delta)\cos(\phi)\cos(\omega)]\cos(\beta) \\ & + [(\sin(\delta)\cos(\phi) - \cos(\delta)\sin(\phi)\cos(\omega))\cos(\gamma) + \cos(\delta)\sin(\omega)\sin(\delta)]\sin(\beta) \end{aligned} \quad (7.4)$$

La irradiancia solar media incidente sobre una superficie normal a la dirección Tierra-Sol ubicada en TOA (*Top Of Atmosphere* cuando la Tierra esta a una distancia igual a la distancia media Tierra-Sol (1 Unidad Astronómica o UA), se conoce como la constante solar G_s , su valor se determina experimentalmente a partir de medidas satélites de irradiancia espectral, integrando en todas las longitudes de onda relevantes, en este caso se utiliza $G_s = 1361 \frac{W}{m^2}$, luego para obtener la irradiancia solar global horizontal en TOA, se calcula $G_{0h} = G_s * F_n * \cos(\theta)$ siendo F_n un factor de corrección orbital también parametrizado por Spencer [51] en la ecuación Ecuación 7.5.

$$F_n \approx 1,000110 + 0,034221 \cos(\Gamma) + 0,001280 \sin(\Gamma) + 0,000719 \cos(2\Gamma) + 0,000077 \sin(2\Gamma) \quad (7.5)$$

Con todo esto presente el modelo *HDKR* ya mencionado, se plantea de la siguiente forma:

$$G_i^{HDKR} = r_b(\beta)(G_{bh} + A_i G_{dh}) + (1 - A_i) \frac{1}{2} (1 + \cos\beta) [1 + f \sin^3(\frac{\beta}{2})] G_{dh} + \frac{1}{2} (1 - \cos\beta) \rho_g G_h \quad (7.6)$$

Donde $r_b(\beta) = \frac{G_{bi}}{G_{bh}}$ es la razón de directa en plano inclinado; A_i es el factor de anisotropía $A_i = (1 - f_d) + k_t$, con $f_d = \frac{G_{dh}}{G_h}$ fracción de difusa y $k_t = \frac{G_h}{G_{0h}}$ el coeficiente de nubosidad; por ultimo $f = \sqrt{1 - f_d}$ y ρ_g la reflectividad del suelo.

Por ultimo, disponiendo de *GHI*, *DNI* y *DHI* a nivel horario; al trabajar con el día ordinal de cada instante se obtiene E mediante Ecuación 7.2, con este valor, las coordenadas geográficas y la etiqueta temporal, mediante la Ecuación 7.3 se despeja ω y a partir de estos valores, fijando γ y β en la Ecuación 7.4 se obtiene el ángulo θ con el cual, haciendo uso de algunas definiciones expresadas en el párrafo anterior, haciendo uso de la Ecuación 7.6 se obtiene la irradiancia global inclinada a nivel horario. El acumulado anual se obtiene mediante el método conocido como la suma de Riemman.

7.4. Calibraciones

7.4.1. Calibración del Caudalímetro

Como sistema de medida de caudal se dispone de un caudalímetro $YF-S401$. Para un correcto uso e interpretación de este se realizó una calibración con el fin de determinar una relación entre las frecuencias arrojadas por el sistema de medida y el caudal circulante.

La calibración se lleva a cabo en un banco de ensayos utilizando: una bomba con un variador de frecuencia, un tanque graduado con volumen por cada altura y un cronometro vinculado a la entrada de este. La bomba se conecta a la entrada del tanque mediante un sistema de cañerías, entre la salida de la cañería y el tanque se encuentra un derivador de flujo con dos posiciones; en una el caudal se vierte hacia un reservorio exterior y en otra el caudal va hacia el recipiente graduado. El caudalímetro se encuentra conectado hidráulicamente en el circuito y también eléctricamente a una PC que dispone también de una interfaz de lectura de los datos *Putty*.

Empleando a dos personas se *setea* el variador de frecuencia en una velocidad dada con el derivador de flujo en posición 'verter hacia afuera'; una vez que en la instalación se establece un caudal, se cambia la posición del derivador de flujo de forma que comienza a verter el agua en el recipiente graduado y automáticamente comienza a funcionar el cronómetro durante un determinado tiempo hasta que se cambia la posición del derivador de flujo finalmente y se promedian las lecturas del caudalímetro en tal período de tiempo para obtener una correcta medición. Con este procedimiento se obtiene una medida, se varía la frecuencia del variador y se obtiene otra medición tomando en cuenta que los tiempos de medida mínimos disminuyen con el caudal (esto para hacer la apreciación del recipiente graduado despreciable).

Finalmente, luego de medir varios puntos, la calibración se resume a la obtención de la Figura 7.10, donde la recta de mejor ajuste de ecuación $Q = 0,00246 F + 0,00319 \frac{lt}{s}$ (con Q en $\frac{lt}{s}$ y F en Hz) representa un coeficiente de ajuste de $R^2 = 0,999$.

Por ultimo, se carga la curva obtenida al caudalímetro y posteriormente el sistema interprete obtiene valores directamente de caudal determinados por la relación en función a la frecuencia impuesta por la curva. Es importante destacar que los márgenes de error fueron determinados por propagación de incertidumbres.

Posteriormente, se plantea una validación de estos resultados con otro dispositivo experimental; una canilla que regula caudal, el caudalímetro y la vertiente de agua cayendo en un recipiente de desecho, y cuando se observa estabilidad en el flujo, se posiciona un recipiente nuevo a la salida de la manguera que luego se lo pesará con una balanza de precisión y con esto obtener el volumen vertido en un determinado tiempo, esta acción se conjuga con la acción de un cronómetro, disponiendo también de dos experimentadores.

En la Figura 7.11 se presenta el resultado de la verificación del caudalímetro, la curva de la gráfica presenta una pendiente de 0,96 y un $R^2 = 0,997$ quedando así validado el presente caudalímetro para su uso normal predispuesto.

Considerando los objetivos del proyecto y el uso que se le impondrá al caudalímetro, se realiza la misma prueba anterior pero con el aparato posicionado al revés, es decir a flujo inverso y se repite el procedimiento. Con este estudio se obtiene la Figura 7.12, donde la recta presenta un coeficiente de ajuste de $R^2 = 0,996$ y la recta tiene una ecuación de la forma $A * x + B$, donde $A_{slope} = -1,454$ y $B_{independiente} = -0,0806$; dejando así una

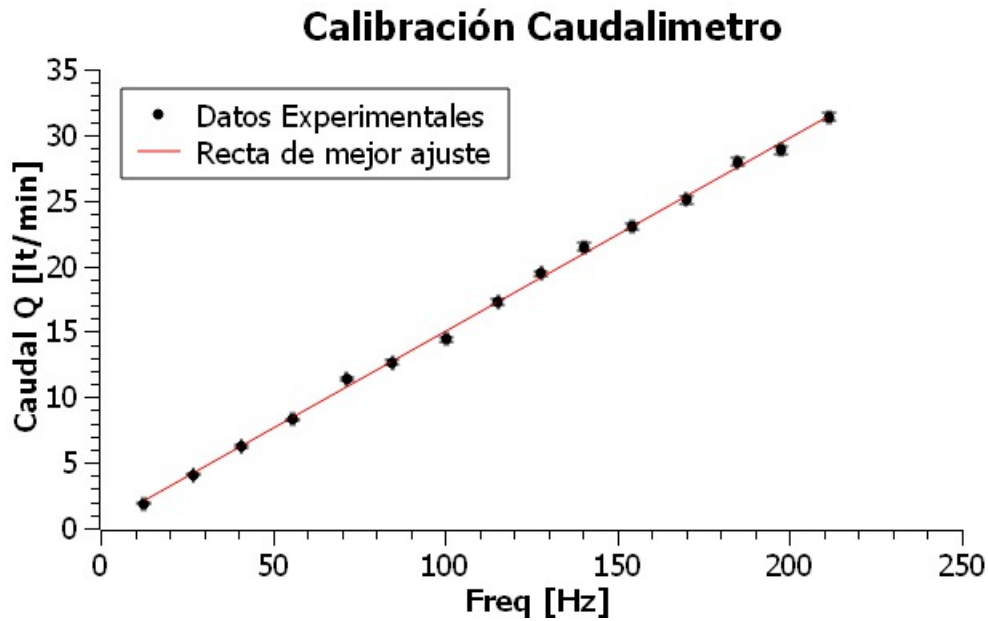


Figura 7.10: Curva obtenida de la calibración del caudalímetro.

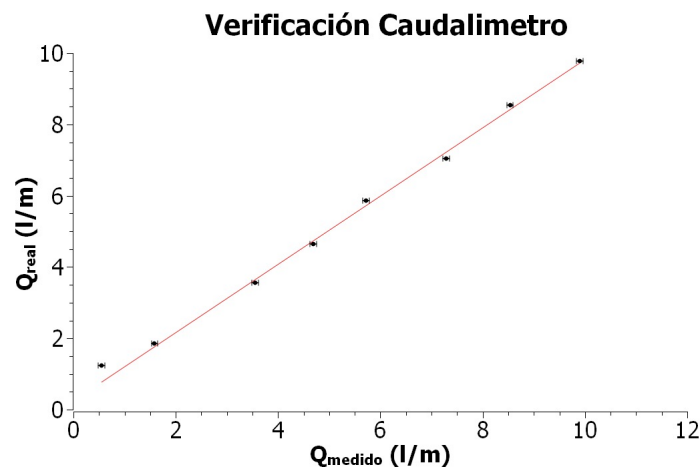


Figura 7.11: Verificación de la previa calibración y ajuste del caudalímetro.

clara relación entre el caudal medido cuando se observe flujo inverso y el caudal real en tal situación

7.4.2. Ensayo de la bomba

Haciendo uso de los resultados obtenidos en la Subsección 7.4.1, esto es, utilizando el caudalímetro ya calibrado. Con el objetivo de determinar la curva carga-caudal de la bomba, se ensambla un dispositivo experimental de recirculación de agua en un recipiente, con la bomba como fuerza impulsora del flujo, una válvula que regula la pérdida de carga del circuito, el caudalímetro como medidor de caudal y dos manómetros para medir la diferencia de presión entre succión e impulsión de la bomba. El dispositivo experimental se puede observar en la Figura 7.13 donde se observa también la bomba *HISER HS – 90*.

Para cada punto de medición se posiciona la válvula en una apertura distinta, con

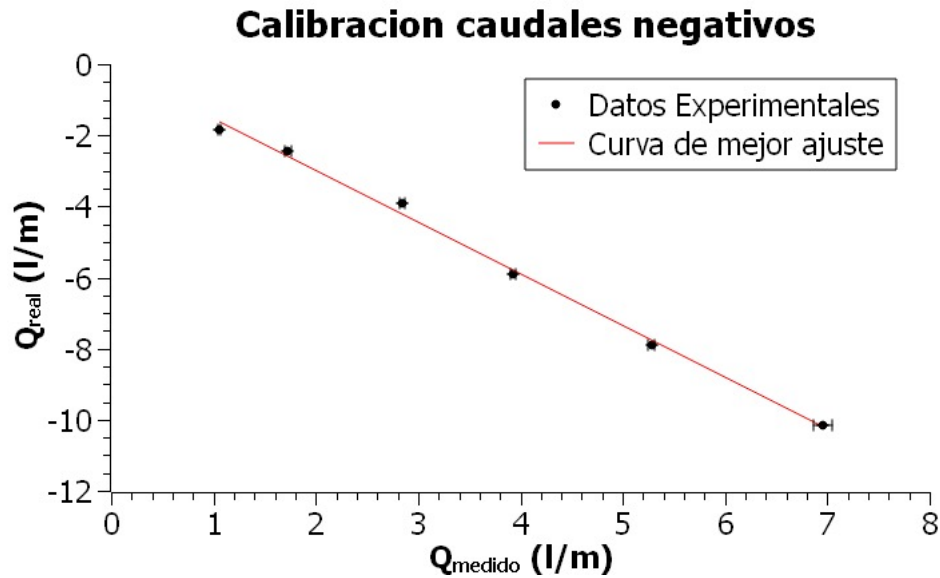


Figura 7.12: Calibración del caudalímetro para caudales negativos

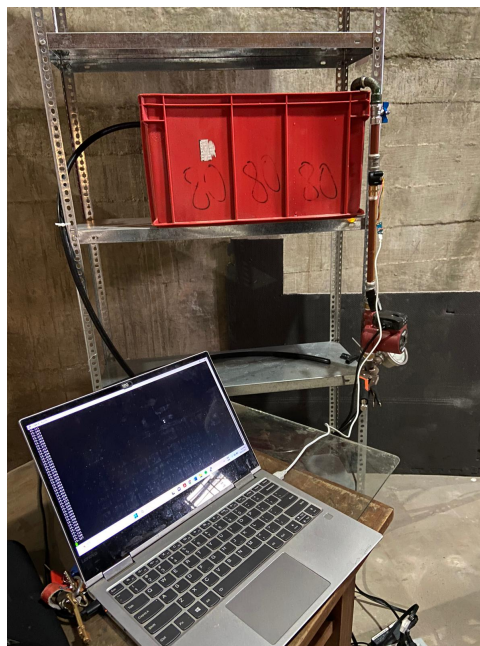


Figura 7.13: Dispositivo experimental de recirculación para obtener la curva de la bomba

esto se establece una correspondiente curva de la instalación que intersectará a la curva de la bomba en un punto determinado, estableciéndose así un caudal. Una vez obtenido el régimen, se observa la presión en impulsión y succión para obtener la carga de la bomba de la forma $H = \frac{P_{imp} - P_{succ}}{\gamma}$; el caudal se obtiene a partir de la interfaz visual conectada al caudalímetro, donde se toma un periodo de mediciones en régimen y se promedia. Con este estudio se obtiene la curva de la bomba, visible en la Figura 7.14, donde la curva de segundo grado representa un coeficiente de ajuste de 0,997.

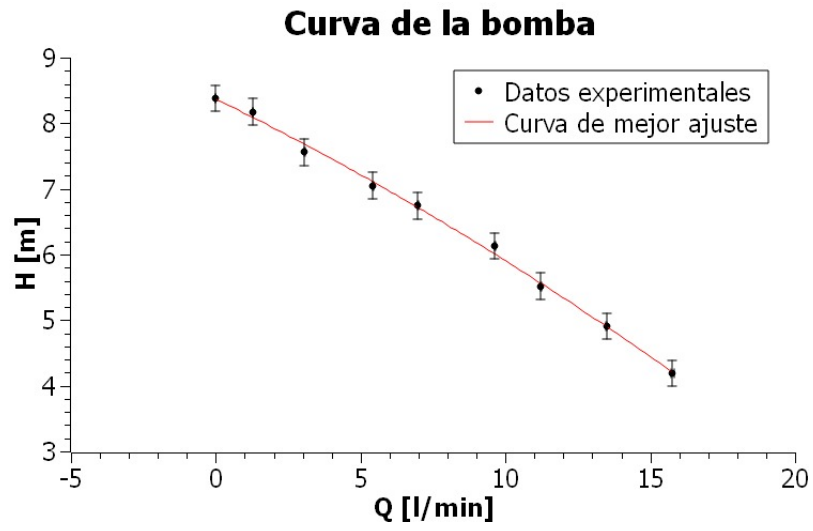
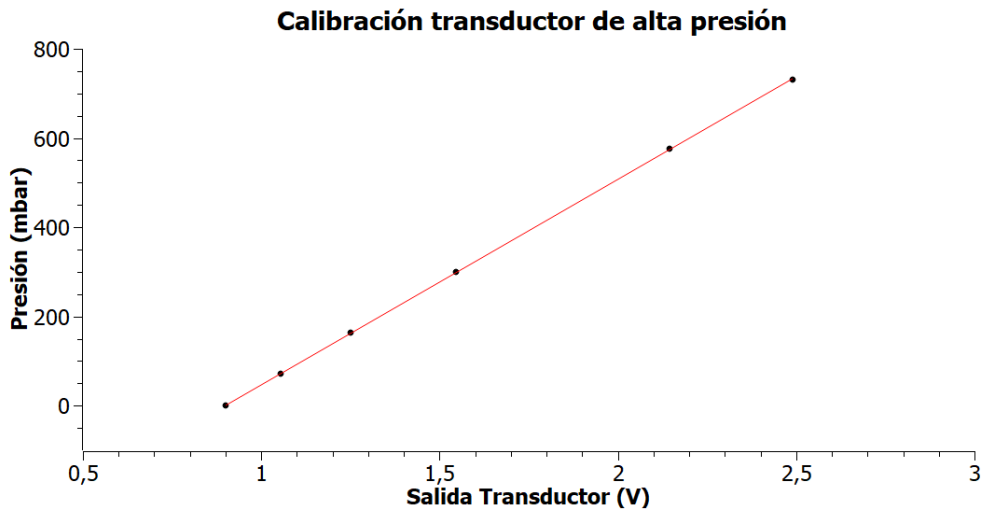


Figura 7.14: Curva de la bomba determinada experimentalmente.

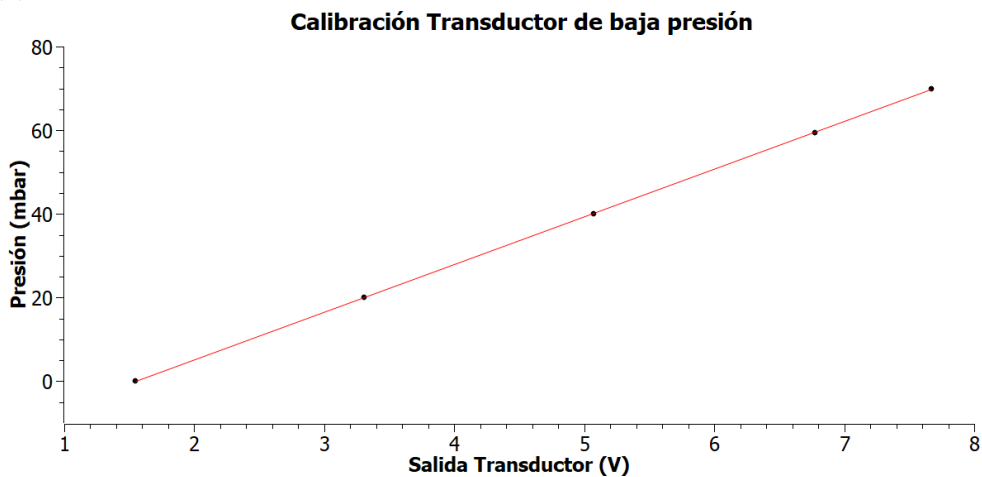
7.4.3. Calibración transductores

Se utiliza un transductor de presión *Nuova Fima - ST18* [0; 1,6] bar y otro *Omega - PX409* [-70; 70] mbar, siendo este ultimo de tipo diferencial. Con el objetivo de traducir sus salidas de voltaje, a presión, se realiza una calibración.

La calibración se realizó conectando los sensores a un calibrador de presión y dicho sensor a un compresor, con el objetivo de variar los valores medidos. La Figura 7.15 ilustra las curvas obtenidas, para la calibración del transductor ubicado a la salida de la bomba y del ubicado en la parte alta de los colectores. Los factores de determinación R^2 , son ambos 0,999, el cual muestra una alta relación lineal entre las variables consideradas.



(a) Curva de calibración del transductor ubicado en la impulsión de la bomba.



(b) Curva de calibración del transductor ubicado en la zona más alta de los colectores.

Figura 7.15: Curvas de calibración de los sensores de presión del sistema.

Bibliografía

- [1] VI Belessiotis and E Delyannis. The history of renewable energies for water desalination. Desalination, 128(2):147–159, 2000.
- [2] Anuradha Tomar, Lovish Jain, and Pranjal Batra. Solar energy-finding new ways. International Journal of Research, 1(4), 2013.
- [3] Uruguay MIEM. Energía solar térmica, 2023. <http://www.energiasolar.gub.uy/index.php/institucional/energia-solar-termica> [Accessed: 05/29/2023].
- [4] Abal G.; Alonso-Suarez R.; Laguarda A. Notas del curso - Fundamentos del Recurso Solar. Facultad de Ingeniería, UdelaR, Uy, 2020.
- [5] Naciones Unidas (ONU). Acuerdo de París de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (unfccc). Desalination, 2015.
- [6] Naciones Unidas. Acción por el clima. <https://www.un.org/es/climatechange/net-zero-coalition>.
- [7] Marc Perez and Richard Perez. Update 2022—a fundamental look at supply side energy reserves for the planet. Solar Energy Advances, 2:100014, 2022.
- [8] Hannah E Murdock, Duncan Gibb, Thomas André, Janet L Sawin, Adam Brown, Lea Ranalder, Ute Collier, Christopher Dent, Baerbel Epp, Chetna Hareesh Kumar, et al. Renewables 2021-global status report. 2021.
- [9] Rodrigo Alonso Suárez Juan Carlos Martínez Escribano, Pablo Franco Noceto. Manual Técnico de Energía Solar Térmica, Volumen II: Aspectos Técnicos y Normativos. Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, 2013.
- [10] Subsecretaría de Energías Renovables y Eficiencia Energética. INTRODUCCIÓN A LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA. Secretaría de energía, Ministerio de Hacienda, 2019.
- [11] Energía y Minería Ministerio de Industria. Energía solar térmica. <http://www.energiasolar.gub.uy/index.php/institucional/energia-solar-termica>. Accedido en marzo del 2023.
- [12] John A Duffie, William A Beckman, and Nathan Blair. Solar engineering of thermal processes, photovoltaics and wind. John Wiley & Sons, 2020.

- [13] Felix A Peuser, Karl-Heinz Remmers, and Martin Schnauss. Sistemas solares térmicos: diseño e instalación. ProgenSA, 2005.
- [14] MIEM Dirección nacional de Energía. Especificaciones técnicas uruguayas de instalaciones solares térmicas. 2014.
- [15] B. López, G. ; Kasper. Instalaciones solares térmicas, manual para uso de instaladores, fabricantes, proyectistas, ingenieros y arquitectos, 2004.
- [16] Valeria Durañona Gonzalo Abal. Manual Técnico de Energía Solar Térmica, Volumen I: Fundamentos. Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, 2013.
- [17] E. Frank. Overheating prevention and stagnation handling in solar process heat applications. International Energy Agency-Solar Heating and Cooling Task, 49, 2015.
- [18] Pedro Galione. Altas temperaturas y presiones en sistemas solares térmicos: Estancamiento. Informe Técnico, 2022.
- [19] C. Hausner, R. ; Fink. Stagnation behavior of solar thermal systems. IEA SHC, task, 26, 2002.
- [20] Rimar M. Fedak M. Vahovsky J. Kulikov A. Oravec P. Kulikova O. & Kana M. Performance evaluation of elimination of stagnation of solar thermal systems. Processes, vol. 8, no 5., 2020.
- [21] Peuser F. A. Remmers K. H. and Schnauss M. Sistemas Solares Térmicos:diseño e instalación. Censolar, 2005.
- [22] International Organization for Standardization. UNIT-ISO 9488:1999 – Energía solar. Vocabulario. Technical report, Adopt. febrero 2009, equiv. ISO 9488:1999, MOD, 2009. ISO 9488:1999.
- [23] T. Lane and K. Olson. Solar hot water for cold climates: Part ii—drainback systems. Home Power 86, 2002.
- [24] Botpaev R. and Vajen K. Drainback systems: Market overview. Kassel University, Institute of Thermal Engineering, 2014.
- [25] R Botpaev, Y Louvet, Bengt Perers, and K Furbo, Simon & Vajen. Drainback solar thermal systems: A review. Solar Energy, 128:41–60, 2016.
- [26] R. Botpaev. Experimental investigations of water filled drainback systems (PhD thesis). PhD thesis, 2017.
- [27] Jean-Marc Suter, Peter Kovács, R Hausner, H Visser, and M Peter. Durability and reliability of solar combisystems. Solar Heating Systems for Houses-A Design Handbook for Solar Combisystems. Solar Heating and Cooling Executive Committee of the International Energy Agency (IEA), London, UK, pages 163–190, 2003.
- [28] Orozaliev J. Botpaev R. and Vajen K. Experimental investigation of the filling and draining processes of the drainback system (part 1). Energy Procedia, 2014.

- [29] Jiménez P. C. Louvet Y. Fraisse G. Vajen K. Leconte A. Bonnaz O. O. and Wurtz E. Experimental and dimensional study of the draining process in drainback solar thermal systems. Solar Energy, 174, 855-865, 2018.
- [30] Eicher S. Bunea M. Guillaume M. Bony J. and Citherlet S. Drainback solar thermal systems in switzerland-market overview and main barriers. International Solar Energy Society, EuroSun 2018 Conference. Vol. 10., 2018.
- [31] Cristián Yáñez Rodrigo Escobar Sebastián Encina Pablo Jiménez Juan Carlos Martínez Escribano. Sistemas Solares Térmicos II. Guía de diseño e instalación para grandes sistemas de agua caliente sanitaria. Ministerio de Energía, 2010.
- [32] Uruguay URSEA. Productos autorizados, 2021. <https://www.gub.uy/unidad-reguladora-servicios-energia-agua/datos-y-estadisticas/datos/productos-autorizados> [Accessed: 12/07/2023].
- [33] Klein S. A., Beckman W. A., and Duffie J. A. A design procedure for solar heating systems. Solar energy, 18(2):113–127, 1976.
- [34] Thomas M Klucher. Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces. Solar energy, 23(2):111–114, 1979.
- [35] Gitral. Catálogo Gitral, 2023.
- [36] Institute for Thermodynamics and Heat Technology. Performance test report for solar collector. Technical Report Prüfbericht-Nr, University of Stuttgart, 2018.
- [37] Climatización Integral. Sistemas solares. Catálogo Climatización Integral., 2022.
- [38] Valeria Durañona. Acción del viento sobre colectores solares. Parte del curso “Energía Solar Térmica para Técnicos Instaladores”. Grupo de Eolodinámica de la Facultad de Ingeniería, Universidad de la República, 21 de marzo del 2013.
- [39] Instituto Uruguayo de Normas Técnicas. Norma unit 50:1984: Acción del viento sobre construcciones., 1984. Calculo de estructuras.
- [40] Valeria Durañona. Highest wind gusts in uruguay: characteristics and associated meteorological events. The 12th Americas Conference on Wind Engineering (12ACWE), June 16-20, 2013.
- [41] EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION (CEN). Eurocode 1: Actions on structures – General actions – Part 1-4: Wind Actions. European Union, 2005.
- [42] Robert Hendron and Cheryn Engebrecht. Building America Research Benchmark Definition. National Renewable Energy Laboratory, Enero 2010.
- [43] El colector solar II: instalación. Energía solar térmica. PDF.

- [44] INSTITUTO URUGUAYO DE NORMAS TÉCNICAS. Sistemas de canalización en materiales plásticos para instalaciones de agua caliente y fría. polietileno reticulado (pe-x). Technical report, INSTITUTO URUGUAYO DE NORMAS TÉCNICAS, 2022.
- [45] CIR acondicionamiento térmico. Tubos | multicapa (pex-al-pex).
- [46] & Das P. K. Roy A. K., Maiti B. Visualisation of air entrainment by a plunging jet. *Procedia Engineering*, 56. doi:10.1016/j.proeng.2013.03.148, page 468–473, 2013.
- [47] Greg Kopp and Judith L Lean. A new, value of total solar irradiance: Evidence and climate significance. *Geophysical Research Letters*, 38(1), 2011.
- [48] K Gw T Hollands and RG Huget. A probability density function for the clearness index, with applications. *Solar energy*, 30(3):195–209, 1983.
- [49] UTE. Precios actuales - mi factura. <https://www.ute.com.uy/clientes/mi-factura/precios-actuales>.
- [50] Botpaev R. and Vajen K. Experimental investigation of the filling and draining processes of drainback systems (part 2). In *EuroSun 2014 / ISES Conference Proceedings*, 2014.
- [51] JW Spencer. Fourier series representation of the position of the sun. *Search*, 2(5):172, 1971.