



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANÁLISIS DE SISTEMAS QUE PERMITAN EL
APROVECHAMIENTO DE EFLUENTES
TÉRMICOS RESIDUALES DE EDIFICIOS
HOSPITALARIOS**

Autor:

Iglesias Pordomingo, Álvaro

Tutores:

Velasco Gómez, Eloy

Tejero González, Ana

**Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica**

Valladolid, Julio 2020

RESUMEN

Los efluentes térmicos residuales son recursos con gran potencial de recuperación, de interés en edificios próximos a “cero energía”. Por un lado, la demanda de calor del agua caliente sanitaria (ACS) supone un coste importante en edificios como el Hospital Universitario Río Hortega. El agua utilizada en duchas, bañeras, etc. se evacúa en forma de agua residual con una temperatura relativamente alta. Por otro, la demanda de frío en verano conlleva la disipación de grandes cantidades de energía térmica al ambiente a través de las enfriadoras del sistema de climatización.

Este documento estudia la posibilidad de precalentamiento del ACS mediante dichos efluentes térmicos. El análisis se realiza mediante la resolución teórica de distintos casos estándar, aplicando intercambiadores convencionales o sistemas de bomba de calor para la recuperación, dimensionando sus elementos y evaluando finalmente la necesidad de acumulación del agua, el ahorro energético, económico y la reducción emisiones locales de CO₂.

PALABRAS CLAVE: recuperación de calor residual; aguas residuales; bomba de calor; agua caliente sanitaria (ACS); calor de condensación.

ABSTRACT

Residual thermal effluents are resources with great recovery potential, with relevance to Net Zero Energy Buildings' research. In the one hand, domestic hot water (DHW) demands heat and involves significant costs in buildings, such as Hospital Universitario Río Hortega. Water that is used in showers, baths, etc. is evacuated as wastewater at a relatively high temperature. In the other hand, the also high cooling demand in summer derives in large amount of thermal energy dissipated to the ambient air through the refrigeration machines of the climate control system.

This paper studies the possibilities of preheating DHW through the mentioned thermal effluents. The analysis consists in the theoretical resolution of several standard problems, by implementing conventional heat exchangers or heat pump systems, sizing their elements and finally evaluating the need of thermal accumulation, the energy and economic saving and the reduction of local CO₂ emissions.

KEY WORDS: residual heat recovery; wastewater; wastewater source heat pump (WWSHP); Domestic Hot Water (DHW); condensation heat.

AGRADECIMIENTOS

Queremos agradecer el apoyo del Ente Regional de la Energía de Castilla y León, que ha hecho posible este trabajo a través del proyecto: "Alternativas de Recuperadores de Calor en el Diseño de Edificios Próximo a Cero Energía (nZEB) y rehabilitación de edificios" [Ref.: EREN_2019_L2_UVA].

Por otro lado, gracias a mis tutores, Eloy Velasco y Ana Tejero, y al resto del personal del Laboratorio de Calor y Frío de la EII, por enseñarme durante estos años la cara más humana del aprendizaje universitario.

Por último, gracias a mi familia, que siempre ha confiado en mí, y en especial a Mercedes Esteban, porque no es más sabio el que sabe, sino el que, sin saberlo, enseña.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Objetivo	1
1.2. Estructura del Trabajo	3
1.3. Motivación.....	5
1.3.1. <i>Agua Caliente Sanitaria, recurso de primera necesidad.....</i>	<i>5</i>
1.3.2. <i>Necesidad de ahorro energético.....</i>	<i>7</i>
1.3.3. <i>Problemática en la recuperación de calor residual.....</i>	<i>9</i>
1.4. Antecedentes y Estado del Arte	11
1.5. Contexto: el Hospital Universitario Río Hortega de Valladolid	18
1.5.1. <i>Red de saneamiento.....</i>	<i>19</i>
1.5.2. <i>Sistema de climatización.....</i>	<i>19</i>
1.5.3. <i>Red de distribución de ACS.....</i>	<i>21</i>
2. APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA TÉRMICA DE LAS AGUAS RESIDUALES.....	23
2.1. Presentación y Resolución del Problema Base	25
2.2. Alternativas: Intercambiador de Calor y Bomba de Calor.....	30
2.2.1. <i>Recuperación por intercambiador de calor</i>	<i>32</i>
2.2.2. <i>Recuperación por bomba de calor.....</i>	<i>60</i>
2.3. Intercambio Instantáneo VS Acumulación de Calor	77
2.3.1. <i>Planteamiento general.....</i>	<i>78</i>
2.3.2. <i>Integración del sistema de recuperación de calor.....</i>	<i>93</i>
3. APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA TÉRMICA DE LAS ENFRIADORAS DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	107
3.1. Potencial de las Enfriadoras para Calentar ACS	107

3.1.1. Resolución del problema base	108
3.1.2. Aprovechamiento del calor de condensación	112
3.2. Problema del Desfase: Tiempos de Funcionamiento y Perfiles de Uso.....	116
3.2.1. Cálculo de la Demanda: Simulación de Perfiles de Uso	117
3.2.2. Acumulación para un Aprovechamiento Completo	124
3.3. Optimización: Análisis del COP de Refrigeración y Eficiencia	132
4. CONCLUSIONES Y FUTUROS DESARROLLOS.....	137
Referencias Bibliográficas	141

1. INTRODUCCIÓN

1.1. OBJETIVO

El objetivo será la búsqueda, análisis y comparación de posibilidades para precalentar el agua fría para el consumo humano que llega a una instalación a partir de efluentes térmicos residuales, con el fin de producir agua caliente sanitaria.

El horizonte de la investigación será siempre el ahorro energético y la mayor eficiencia energética de la instalación. Para ello, se pretende cubrir parte de la demanda de calor del agua potable con uso sanitario (duchas, lavabos, etc.), a partir de los efluentes térmicos de los que se disponga en el entorno más próximo a la instalación de suministro de agua caliente. Es decir, aprovechar el calor útil residual que se pierde en su evacuación hacia el ambiente. Estos efluentes serán diversos y distintos en cada caso de estudio: calor de aguas residuales, calor evacuado en ciclos frigoríficos, calor de los humos de una caldera, etc., por lo que será necesario un previo análisis de disponibilidad de los mismos.

La investigación se centrará en los efluentes residuales que tienen más potencial de aprovechamiento por su nivel térmico y cercanía a la fuente que los generó: las aguas grises residuales y el calor de condensación de los sistemas de climatización.

El presente trabajo de fin de grado se enmarca dentro de una de las líneas de investigación del Grupo de Termotecnia de Universidad de Valladolid: Tecnología de sistemas de climatización, en concreto en el proyecto titulado “Alternativas de recuperadores de calor en el diseño de edificios próximos a cero energía (nZEB) y rehabilitación de edificios”. Se trata por tanto de la continuación de una investigación ya comenzada y a la que preceden artículos como “Strategies for DHW preheating using residual heat from facilities in hospitals” [1], que será presentado en el congreso de ciencias y técnicas del frío CYTEF 2020, que se celebrará próximamente en Pamplona.

Concretamente, la investigación que se presenta en este documento tiene como base la labor realizada a lo largo del segundo semestre de 2019, consistente en una búsqueda de información y verificación del estado de la técnica referente al tema de análisis, en la toma de datos experimentales para la caracterización de un caso concreto y el análisis de la viabilidad energética de los posibles sistemas de precalentamiento del ACS.

1.2. ESTRUCTURA DEL TRABAJO

El presente documento se estructura en Introducción, Contenido y Conclusiones.

La Introducción continuará con una motivación que justifica la importancia del tema a tratar. Seguidamente se realiza un repaso del estado de la técnica en cuanto a recuperación de calor residual, y por último se presentan las características principales del sistema de saneamiento y climatización del Hospital Río Hortega, como ejemplo concreto de aplicación de las alternativas investigadas.

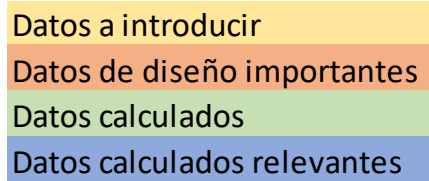
En cuanto al contenido central del trabajo, se estructura en dos grandes bloques. En cada uno de ellos se desarrolla un supuesto concreto, tanto conceptual como numéricamente, con el objetivo de obtener conclusiones sobre la validez del método de recuperación expuesto.

El apartado 2 se centra en analizar las posibilidades de recuperación del calor de las aguas residuales. En primer lugar, en los apartados 2.1 y 2.2 se exploran las alternativas de recuperación instantánea en un sistema individualizado, y posteriormente, en el apartado 2.3 se plantea cómo combinar la recuperación con la acumulación del calor.

El apartado 3 analiza las alternativas de aprovechamiento de los efluentes térmicos residuales de un sistema de climatización. Para ello, tras resolver en el apartado 3.1. un problema base del funcionamiento convencional, en el apartado 3.2. se aborda el problema del desfase de los sistemas involucrados, y en el 3.3 se dirige la mirada hacia la optimización de los ciclos frigoríficos aprovechados para la recuperación.

Las conclusiones mostrarán los resultados del análisis, las observaciones más trascendentales sobre las alternativas de recuperación, y la dirección que debe tomar la investigación en el futuro.

En cuanto a la forma, el documento se ilustra a lo largo de sus páginas con figuras aclaratorias de los sistemas y dispositivos; tablas que recogen los datos y resultados más relevantes, mediante el código de color indicado en la Figura 1.1; y ecuaciones, numerando aquellas expresiones teóricas que serán particularizadas, o a las que se hará referencia en algún capítulo posterior. Todos estos elementos se identifican y citan según su capítulo (X) y orden de aparición (Y), de la siguiente manera: “*Elemento X.Y*”, y constan de un hipervínculo en la versión digital del documento que conduce al elemento citado.



A legend consisting of four horizontal colored bars stacked vertically. From top to bottom: a yellow bar with the text 'Datos a introducir', an orange bar with 'Datos de diseño importantes', a light green bar with 'Datos calculados', and a blue bar with 'Datos calculados relevantes'.

Datos a introducir
Datos de diseño importantes
Datos calculados
Datos calculados relevantes

Figura 1.1. Leyenda; código de color de los datos y resultados presentados en las tablas.

La bibliografía se encuentra al final del documento, en el mismo orden en que cada fuente ha sido citada, y las citas se realizan mediante la numeración correspondiente, indicada tal que: [número de cita].

1.3. MOTIVACIÓN

1.3.1. Agua Caliente Sanitaria, recurso de primera necesidad

Si bien es cierto que a lo largo de la historia la disponibilidad de agua caliente ha sido un lujo, hoy en día el agua caliente sanitaria (“ACS” de aquí en adelante) se ha convertido en un bien de primera necesidad, de carácter obligatorio en todas las viviendas y espacios donde se desarrolla actividad humana. Su uso principal es la higiene: la red de suministro finaliza en duchas, bañeras, bidés, lavabos, fregaderos y electrodomésticos como lavavajillas o lavadoras, cuyo fin es siempre la limpieza o el aseo personal.

La generalización del recurso y progreso de la higiene ha mejorado indudablemente la calidad de vida y la salud de la población. Según el Instituto Nacional de Estadística (INE), en España a lo largo del siglo XX la esperanza de vida al nacer ha pasado de 34,76 años en 1900 a 78,71 años en 1998, un notable aumento entre cuyos motivos se encuentran estas mejoras higiénicas [2].

Sin embargo, existen nuevos retos sanitarios a la hora de tratar el ACS. El más destacable es la proliferación de *Legionella*, una bacteria que se desarrolla en medios acuáticos estancados templados-calientes, a partir de 20°C y que causa Legionelosis, una enfermedad similar a una neumonía [3]. La norma UNE 100030:2017 “Prevención y control de la proliferación y diseminación de *Legionella* en instalaciones” establece un control sobre estas instalaciones. Asimismo, el Real Decreto 865/2003 clasifica a los sistemas con acumulación y recirculación de ACS como instalaciones de riesgo, y establece que en ellas:

- El agua debe acumularse a una temperatura mayor que 60°C, y podrá llegar hasta 70°C.
- En el punto más alejado del circuito el ACS deberá mantenerse por encima de 50°C.
- El agua fría sanitaria deberá tener una temperatura menor que 20°C.

La demanda de ACS se hace aún más relevante en el caso de un complejo hospitalario. En él, además de su uso habitual con fines higiénicos, el ACS es fundamental para labores de limpieza, desinfección y esterilización, así como cocina. A esto se añade el gran número de aseos, duchas, lavabos, bañeras, etc. que existirán en el complejo, ya que es

habitual que cada habitación disponga de su propio aseo. Si el hospital es grande, como por ejemplo el Hospital Universitario La Paz de Madrid, con más de 1300 camas, la demanda de calor dedicado a elevar la temperatura del ACS será muy significativa.

1.3.2. Necesidad de ahorro energético

En la actualidad el mundo se enfrenta a grandes desafíos en cuanto a fuentes de energía sostenible y agotamiento de recursos energéticos. Estos, junto al preocupante cambio climático, han sido desencadenados por la acción humana a lo largo del desarrollo industrial de los últimos siglos, principalmente sostenido sobre las fuentes de energía convencionales. Existen por tanto dos conceptos que motivan el ahorro energético: el calentamiento global, fruto del cambio climático, y el desarrollo sostenible como remedio al agotamiento de recursos.

El fenómeno del calentamiento global genera cada vez más impacto en nuestro entorno y clima. Este impacto ya ha sido estudiado por órganos como el Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC), que en 2018 elaboró un informe analizando las consecuencias de una subida de la temperatura media global del planeta de 1,5°C respecto a los niveles preindustriales, y determinó las trayectorias que deberían seguir las emisiones de gases de efecto invernadero para evitar estos efectos. Según dicho informe, el aumento de la temperatura media ya es de 1°C y aumenta 0,2°C cada década.

Ante el peligro de “convertir la Tierra en un invernadero”, existen acuerdos y compromisos, tales como el Acuerdo de París en el marco europeo, que promueve la concienciación y exige una actuación mundial eficaz para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, con el objetivo de que el aumento de la temperatura mundial se mantenga muy por debajo de los 2 °C. En concreto, se pretende una reducción de las emisiones de aquí a 2030 en al menos un 40 % con respecto a 1990.

Entre estas emisiones, las de CO₂ ocupan un lugar preferencial, por su cantidad y efecto. Los procesos de combustión se encuentran en todo tipo de actividad industrial y humana, y liberan grandes cantidades de dióxido de carbono a la atmósfera. Según el Consejo Superior de Investigaciones Científicas (CSIC), los gases obtenidos en la combustión de combustibles fósiles con aire contienen entre un 4% y un 16% de CO₂ [4]. Algunas de las actividades más contaminantes en este sentido, además de la de los medios de transporte, son los procesos de generación de calor doméstico; las calderas son hoy en día el sistema de generación de calor para calefacción y ACS por excelencia. En un artículo de la revista *Energy Conversion and Management* (J. Frijns et al., 2013, [5]),

se especifica que, en el caso de los Países Bajos, la demanda doméstica de gas natural para calentamiento de ACS alcanzaba los 385 Nm³/año de media en cada hogar. En este punto, el ahorro energético es clave para poder reducir el uso de estos sistemas, y con él las emisiones de CO₂. Reutilizar la energía ya producida es tan solo el primer paso para desacoplar el consumo energético de las emisiones de CO₂.

Por otro lado, el ahorro energético es básico para garantizar un desarrollo sostenible, en el que la utilización y aprovechamiento de los recursos energéticos que se encuentran al alcance no condicione la disponibilidad de energía para las futuras generaciones. Se hace así necesario el cambio de un modelo energético que históricamente ha sido dependiente de combustibles fósiles como carbón y petróleo, mediante la búsqueda de nuevos recursos y una adecuada gestión de los mismos. En esta gestión es donde entra en juego el ahorro energético, determinante para mejorar la eficiencia de los procesos y sacar el máximo partido a los recursos disponibles.

Desde este punto de vista, una recirculación de la energía residual en forma de calor, tal como la que se propone en este documento, reducirá la demanda del mismo y evitará un gasto innecesario de recursos. Cabe poner en valor la palabra “residual”, ya que hoy en día los residuos deben considerarse como una fuente de energía renovable, que nunca va a faltar en aquel lugar en el que haya actividad vital.

DEFINICIÓN: EDIFICIOS PRÓXIMOS A “CERO ENERGÍA”

*Según la Directiva relativa a la Eficiencia Energética de los Edificios (DEEE), un “**edificio de consumo de energía casi nulo**” es un «edificio con un nivel de eficiencia energética muy alto, [...]. La cantidad casi nula o muy baja de energía requerida debería estar cubierta, en muy amplia medida, por energía procedente de fuentes renovables, incluida energía procedente de fuentes renovables producida in situ o en el entorno» [6].*

En este sentido, cualquier energía utilizada por la instalación, incluida la eléctrica, debe haber sido generada mediante un proceso limpio, libre de emisiones de CO₂. Por ello, en este trabajo se hará referencia a la emisiones “locales” de CO₂ como aquellas producidas por el sistema de calentamiento del edificio, pero no las correspondientes a la generación de energía eléctrica.

1.3.3. Problemática en la recuperación de calor residual

La energía térmica es una forma de la energía tanto más degradada cuanto menor es su nivel térmico, y es muy costoso convertirla de nuevo en energía útil, capaz de reutilizarse en otras formas de energía. Sin embargo, en el caso de estudio este concepto cambia, pues lo que se busca es precisamente obtener la energía térmica perdida en los procesos para elevar el nivel térmico de un fluido. No es por tanto una transformación de energía, sino una recuperación y transporte adecuado de la misma hacia un fluido caloportador. Esta transmisión deberá hacerse con las menores pérdidas posibles y con una eficiencia razonable.

La recuperación de calor residual es un método prometedor para el ahorro energético y el cuidado del medio ambiente, como se ha comentado. Sin embargo, esta recuperación puede ser difícil y costosa, y en todo caso se debe plantear hasta qué punto merece la pena implementar los sistemas y métodos de recuperación en cada caso concreto.

Los siguientes aspectos ponen de manifiesto los principales problemas a la hora de recuperar calor residual para calentar ACS:

- La demanda de ACS no es continua, sino que es intermitente a lo largo del día. En términos generales, será difícil encontrar un sistema que produzca calor residual de manera simultánea a la demanda de ACS. Esto plantea la búsqueda de alternativas de almacenamiento del calor residual para su posterior uso cuando se requiera agua caliente.
- El ACS es un recurso básico que debe cumplir una serie de requisitos sanitarios, luego es necesario investigar una forma limpia de aportar calor que no modifique sus características. Se descarta así cualquier alternativa de mezcla o exposición del ACS a otro medio que pueda resultar contaminante.

En la misma línea de garantizar la limpieza del ACS, será necesario tener en cuenta algunos aspectos a la hora de recuperar calor, sobre todo si el efluente térmico proviene de las aguas residuales. La suciedad que estas traen consigo afecta de manera negativa a los dispositivos de intercambio por múltiples razones:

- La suciedad tiende a depositarse y colapsar los conductos por los que circula el agua residual, disminuyendo la sección de paso del flujo caliente a través del dispositivo de recuperación.
- La suciedad no solo obstruye el paso del flujo de agua residual, sino que supone una resistencia térmica adicional, haciendo que el coeficiente de transferencia de calor del dispositivo de intercambio disminuya.
- El ensuciamiento del dispositivo obliga a realizar una labor de mantenimiento y limpieza periódica y costosa, ya que la parada del sistema puede suponer importantes costes adicionales.

Una vez expuestos los principales problemas en la recuperación de efluentes térmicos residuales, a continuación se realizará una revisión de las soluciones adoptadas para solventarlos por parte de otros grupos de investigación y laboratorios.

1.4. ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE

En este apartado se pretende hacer un resumen de los sistemas de recuperación de calor más significativos presentes en la bibliografía. Estos ya han sido estudiados por otros organismos e instituciones analizando su viabilidad. Tal y como se introdujo en el apartado *1.1. Objetivo*, las principales líneas de investigación que se desarrollarán en este documento son las siguientes:

- Recuperación de calor de la red de aguas grises.
- Recuperación del calor proveniente de los ciclos frigoríficos utilizados en climatización.

En ambos casos existe un flujo de calor hacia el exterior del edificio con posibilidad de recuperación. En la revisión del estado de la técnica existen diversos dispositivos capaces de recircular el calor residual. Los más nombrados destacan por su sencillez, por su buen comportamiento, o por estar integrados en una instalación ya existente, en coordinación con el resto de dispositivos de su entorno.

El elemento imprescindible en todo proceso de recuperación es el intercambiador de calor. O. Culha et al. [7] realizó en 2015 una exhaustiva revisión acerca de los intercambiadores de calor de aguas residuales. En ella se presentaba una clasificación de las distintas configuraciones que este puede tomar, así como sus posibilidades de ubicación y el proceso de diseño y construcción. La ubicación del intercambiador respecto al punto de consumo es un aspecto relevante debido a las pérdidas de calor durante el trayecto del fluido. El dispositivo puede encontrarse dentro del edificio o en sus proximidades, restringiéndose a un nivel doméstico; fuera del edificio, es decir, en el alcantarillado, siendo capaz de recuperar de forma ininterrumpida más cantidad de calor procedente de varios edificios; e incluso puede situarse tras una planta de tratamiento de residuos, aprovechando el calor con el que salen los efluentes de su tratamiento, aunque muy lejos del punto de suministro de ACS (ver Figura 1.2).

En cuanto a las configuraciones más habituales, en el caso de que el intercambiador se encuentre en el alcantarillado, O. Culha et al. indicaba tres tipos: los externos, que funcionan mediante sistemas de derivación; los integrados que se adaptan a la forma de

la red de alcantarillado; o los modulares, susceptibles de instalarse a posteriori en la red de evacuación de residuos.

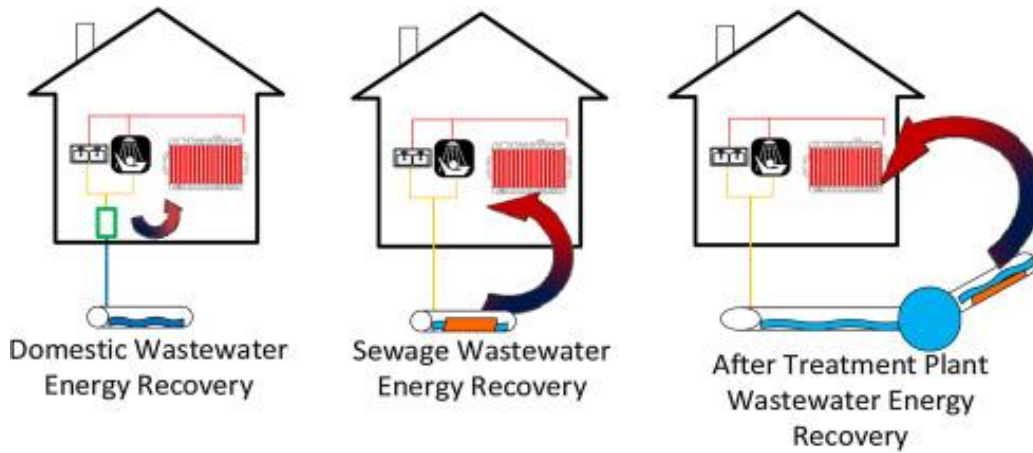


Figura 1.2. Posibilidades de implementación del intercambiador de calor de aguas residuales. Imagen obtenida de [7].

Existen también estudios acerca de aquellos intercambiadores de ámbito doméstico destinados a recuperar calor *in situ* en el desagüe. El laboratorio Nacional de Oak Ridge realizó ya en 2001 un breve estudio [8] sobre un sencillo intercambiador de película por gravedad en forma de espiral vertical de cobre, enrollada sobre la tubería de descarga de aguas residuales. El sistema destacó por ser capaz de ahorrar el 40% de la energía requerida para calentar el ACS. Más adelante se hará referencia a este dispositivo.

Merece una especial mención la investigación llevada a cabo entorno a la tecnología “Heat Pipe” en la recuperación de calor de las aguas residuales. Los heat pipes son dispositivos en forma de tubo sellado y al vacío, que alojan en su interior un fluido cuya función es transportar el calor de un extremo a otro mediante sucesivos cambios de fase (ver Figura 1.3). El retorno del fluido se puede producir por capilaridad, en el caso de los heat pipes horizontales o inclinados; o por efecto de la gravedad, como en el caso de los termosifones.

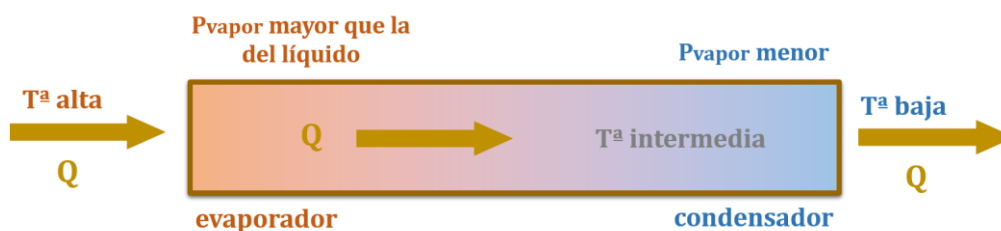


Figura 1.3. Esquema de funcionamiento de un Heat Pipe o tubo de calor.

Estos últimos han sido estudiados como una posibilidad potente de recuperación de energía de las aguas residuales, debido a su capacidad para transportar calor entre gradientes pequeños de temperatura. El heat pipe será capaz de transportar el calor de las aguas residuales al ACS, a través de la evaporación y condensación del refrigerante interno. La Universidad Técnica de “Gheorghe Asachi” en Iasi encabeza algunos de los informes y estudios que tratan esta alternativa (ver Figura 1.4). A. Burlacu et al., [9] plantearon una batería cilíndrica de heat pipes con deflectores, en la que se logró un salto térmico máximo de 49,6°C en el ACS. La introducción de parafina y materiales de cambio de fase en el entorno de la zona de condensación permitió almacenar el calor cedido en respuesta al flujo no simultáneo de aguas residuales y ACS demandado [10]. Stefan Vizitiu et al. [11] desarrollaron una batería prismática realizando un análisis mediante dinámica de fluidos computacional (CFD), y logrando un salto térmico de 33,6°C. Asimismo, un diseño más simple [12] ponía en contacto directo al agua residual y los heat pipes, logrando un salto térmico de 28,4°C en el ACS.

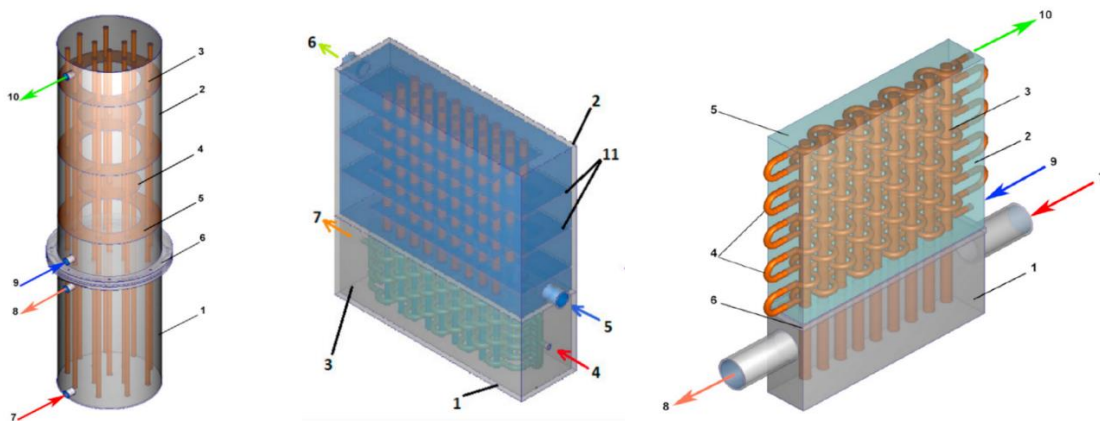


Figura 1.4. Diferentes propuestas de baterías de Heat Pipes, recogidas en los artículos de A. Burlacu et al. ([9] y [12]) y R. Stefan Vizitiu et al. ([10] y [11]).

Finalmente, la utilización de los intercambiadores de calor en el ámbito de recuperación de calor no se limita al intercambio entre aguas residuales y ACS, sino que constituyen un elemento imprescindible en cualquier sistema donde se produzcan entradas y salidas de energía, y clave a la hora de recircular efluentes térmicos residuales. Así ocurre en los ciclos frigoríficos y bombas de calor de las instalaciones de climatización, fuente importante de energía térmica residual. En ellos, los intercambiadores pueden ser directos, si transfieren calor directamente del agua residual al refrigerante (es decir, actúan como evaporador), o indirectos, si existe un

circuito de agua intermedio entre aguas residuales y evaporador. En la Figura 1.5 se puede observar una clasificación común de estos intercambiadores.

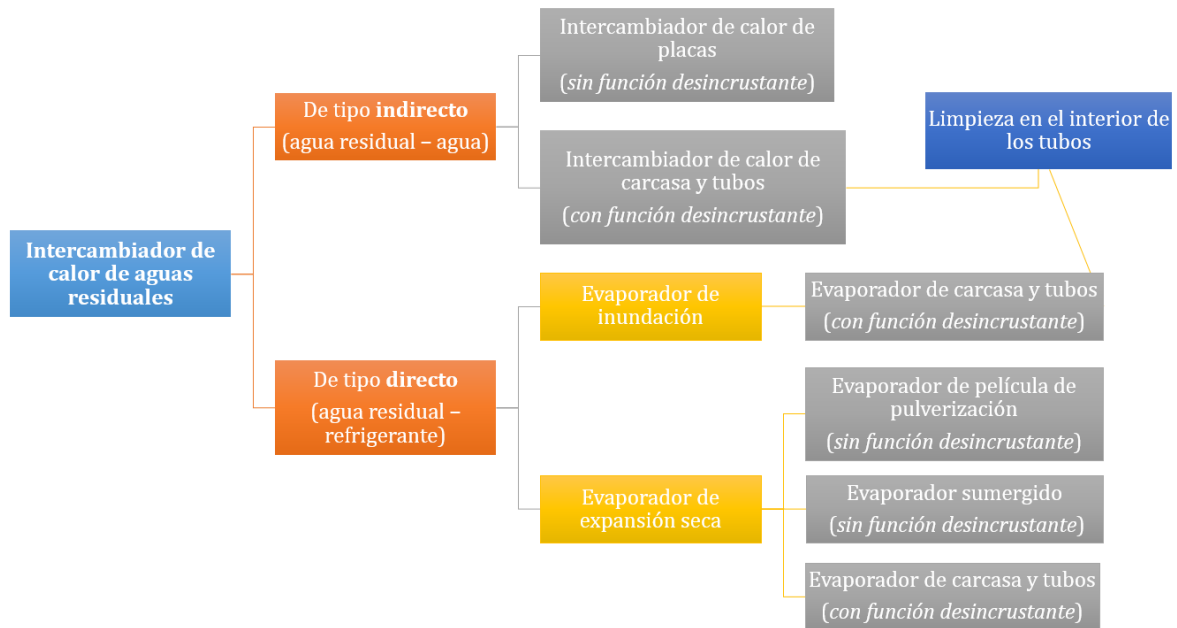


Figura 1.5. Clasificación de los intercambiadores utilizados en bombas de calor de fuente de aguas residuales.

Existe bibliografía referida a estos tipos de intercambiadores; entre ellos el evaporador de expansión seca de carcasa y tubos [13], o el intercambiador de calor latente de congelación referido en varios artículos ([14] y [15]).

Por otro lado, entre las distintas formas de extraer calor de un efluente térmico, las bombas de calor constituyen una tecnología veterana, ya que han sido utilizadas para extraer calor de las aguas residuales desde los años 80, en sistemas centralizados a lo largo de Alemania, Suecia y los países escandinavos. Ente las distintas posibilidades de recuperación y aplicaciones que se pueden dar mediante bombas de calor, las principales son las siguientes:

- Sistemas de bomba de calor con fuente en las aguas residuales. Hepbasli et al. [16] realizaron una extensa revisión sobre estos sistemas. Las opciones son:
 - o Extraer el calor de las aguas residuales para cederlo al ACS

- Extraer el calor de las aguas residuales para cederlo al sistema de climatización (calefacción en concreto) u otros sistemas que demanden calor.
- Sistemas de bomba de calor con fuente en otro agente portador de energía térmica, como son las enfriadoras de un sistema de climatización, que extraen calor del agua glicolada (para enfriarla y enviarla hacia los puntos de demanda de frío), y recirculan este calor con el fin de calentar ACS.

La configuración estándar de las bombas de calor que se estudiarán en este documento pone en contacto las aguas residuales con el evaporador, y el ACS con el condensador [17]. Autores como X. Li et al. [18], introducen una válvula de cuatro vías que permite invertir el ciclo frigorífico, y describen los intercambiadores de placas y de aspersion utilizados.

Es habitual la comentada introducción de una etapa más mediante un intercambiador indirecto, como hacen Zhao et al. [19] para calentar ACS, aunque en ocasiones se utiliza el calor de las aguas residuales con fines de climatización ([20] y [21], ver Figura 1.6). En esta última referencia, además, se almacenan las aguas grises en un depósito previo al sistema de limpieza.

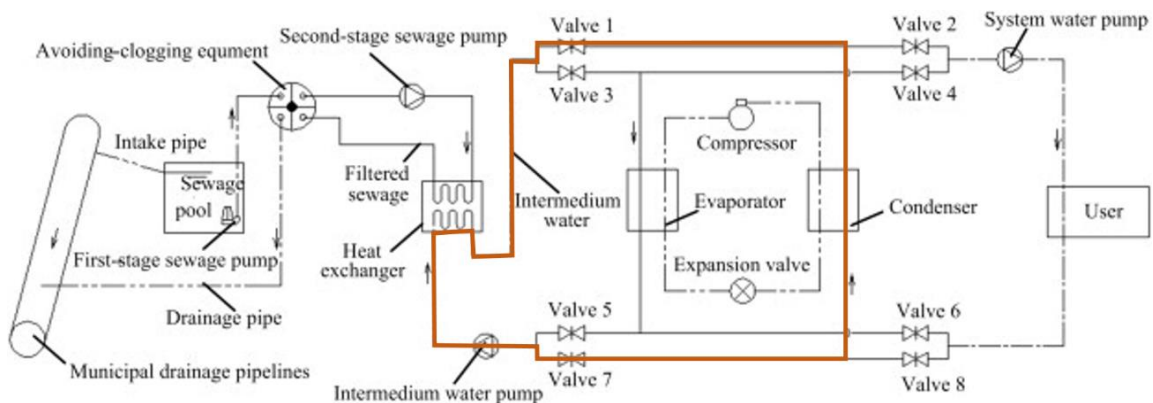
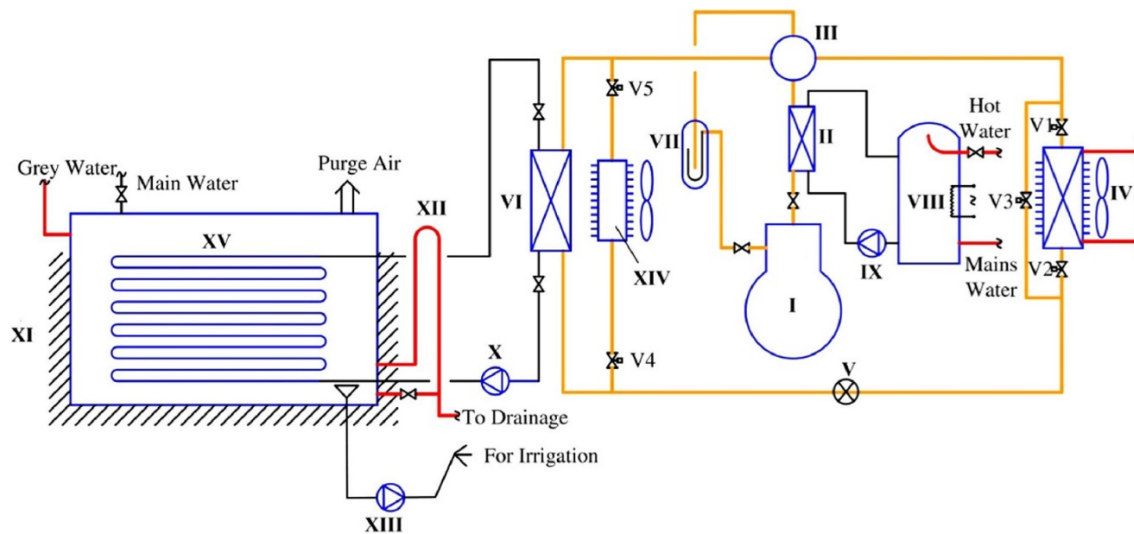


Figura 1.6. Esquema de la bomba de calor con intercambiador indirecto y sistema de limpieza de aguas residuales planteado en [21] por Z. Liu et al. En naranja, el circuito de agua secundaria que permite extraer el calor de las aguas residuales.

Como se ha mencionado en la clasificación anterior de las bombas de calor, la aplicación no tiene por qué ser siempre el calentamiento de ACS. M. Niemelä et al. aplicaron la recuperación al sistema de *district heating and cooling* de Turku [22]. Otros

autores aplican el calor recuperado al tratamiento biológico de las aguas negras para dar lugar a agua purificada [23].

Por último, existen estudios enfocados hacia la integración de sistemas, combinando todas las alternativas expuestas. Por ejemplo, se han planteado sistemas en los que una sola bomba de calor permite extraer energía térmica de distintas fuentes, como en la de un artículo de Ni et al. [24], donde se extrae calor del agua residual y del condensador de los acondicionadores de aire (ver Figura 1.7).



- | | |
|---|--------------------------------------|
| I. Compresor | IX. Bomba de circulación |
| II. Intercambiador de calor de placas para A.C.S. | X. Bomba de circulación |
| III. Válvula de cuatro vías reversible | XI. Tanque de aguas residuales |
| IV. Acondicionador de aire interior | XII. Tubería de rebose |
| V. Válvula de expansión de bi-flujo | XIII. Bomba de irrigación |
| VI. Intercambiador de aguas residuales | XIV. Acondicionador de aire exterior |
| VII. Acumulador de succión | XV. Bobina de tubo sumergido |
| VIII. Depósito de acumulación de agua caliente | V1-V9. Válvulas solenoides |

Figura 1.7. Esquema del sistema de bomba de calor con múltiples fuentes, Ni et al. [24].

Existen otros sistemas que sacan el máximo partido a las aguas residuales, y lo utilizan con un fin multifuncional, como calentar agua y climatizar simultáneamente (Wang et al. [25]). Algunos incluso combinan la recuperación de calor con otros sistemas de generación y captación de energía térmica, como el calentador de resistencia eléctrica o el colector solar (L.Liu et al. [26]).

Parte de la búsqueda bibliográfica también ha estado centrada en las posibilidades para solventar el problema de la suciedad en los conductos del intercambiador. La mayoría de estos problemas se deben a la sedimentación de las partículas en suspensión, tal y como se explicó en el apartado 1.2.3. *Problemática en la recuperación de calor residual*. En esta línea, el Instituto Tecnológico de Harbin [27], trató de caracterizar el tamaño crítico de estas partículas depositadas, determinando que todas se encontraban por debajo de los 4 mm. Sin embargo, Song et al. [28] explican en un artículo cómo el problema de suciedad no solo implica sedimentación, sino también bioincrustaciones, al ser las aguas residuales un medio acuoso rico en nutrientes y propicio a la proliferación de microorganismos, que acumulados forman biopelículas capaces de reducir en un 50% la transferencia de calor. En el mismo artículo se realiza un análisis convectivo que será utilizado más adelante en este trabajo para caracterizar la resistencia térmica por ensuciamiento.

Algunos sistemas de limpieza están incluidos en el propio intercambiador de calor, como el evaporador de carcasa y tubos presentado en [13], y otros se añaden a la instalación, en el paso previo al intercambio de calor. Es el caso de sistemas como el “equipo automático de anti-obturación” presentado en el ya mencionado artículo de Z. Liu et al. [21], mostrado en la Figura 1.8, o el “hidrociclón de alcantarillado con función de refluo” (L. Ni et al. [27]).

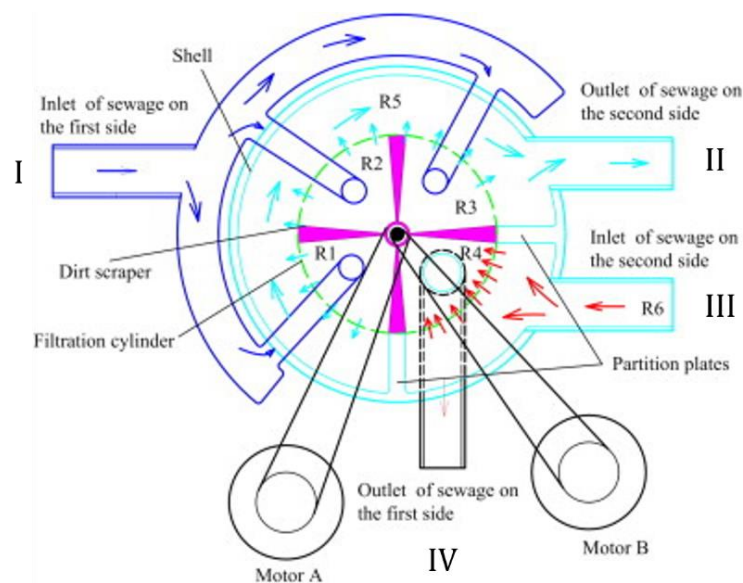


Figura 1.8. Equipo automático de anti-obturación para la limpieza de aguas residuales [21].

1.5. CONTEXTO: EL HOSPITAL UNIVERSITARIO RÍO HORTEGA DE VALLADOLID

El objetivo del presente apartado es analizar las características generales de un complejo hospitalario en cuanto a instalaciones, demanda de ACS y de frío, con el fin de desarrollar cada alternativa del documento con unas condiciones de contorno más realistas. Para ello, se realizará la descripción de algunos aspectos de la red de distribución de aguas residuales del complejo hospitalario Río Hortega, así como del sistema de climatización, tomándolo como referente para el estudio.

Según el Catálogo Nacional de Hospitales 2019 [29], el número de hospitales en España a 31 de Diciembre de 2018 es de 806, y la cifra total de camas asciende a 158292. El 72% de los hospitales tiene menos de 200 camas, mientras que un 18% tiene entre 200 y 500. En términos generales, cada cama puede consumir en torno a 40000 kWh al año y 20 toneladas de CO₂, lo cual supone más de 180 € al mes por cama [30].

El Hospital Universitario Río Hortega de Valladolid es el centro sanitario más moderno de los existentes en la capital vallisoletana. Inaugurado en 2009, se encuentra en la parte sudeste de la ciudad. Se trata del hospital de referencia del *Área de Salud de Valladolid Oeste de la Comunidad de Castilla y León*, y es uno de los dos hospitales docentes de la Facultad de Medicina de la Universidad de Valladolid.



Figura 1.9. Mapa de ubicación del Hospital Río Hortega, obtenido de la Sede Electrónica del Catastro [31].

El edificio consta de tres plantas en superficie y una bajo superficie, y está estructurado en cuatro grandes bloques con un pasillo central, edificados sobre una gran extensión (ver Figura 1.9) de 115354 m², dotando así a la instalación de 608 camas y 180 habitaciones individuales. Cuenta con una potencia de refrigeración de 8,4 MW y una potencia calorífica de 17MW, así como una potencia eléctrica de 3,5 MW.

1.5.1. Red de saneamiento

La red de aguas residuales se distribuye por todo el hospital y desemboca en una serie de arquetas accesibles mediante alcantarillas, en la periferia del complejo. En la esquina oeste de la parcela existe una última arqueta que desaloja las aguas residuales a la red de suministro urbana.

En esta distribución de saneamiento, las *aguas grises* y *aguas negras* se unen en un solo conducto inmediatamente a la salida de cada aseo, de manera que queda excluida la posibilidad de aprovechar solo la energía térmica de las aguas grises (ver Apartado 2 para la definición de cada concepto). La desventaja asociada es que las aguas negras siempre van a tener una temperatura menor que la de las grises, por lo que disminuirá el nivel térmico del flujo-mezcla resultante. Además, en las arquetas de la periferia del edificio confluyen también las *aguas pluviales*, procedentes de canalones y sistemas de recogida de agua de lluvia, que también se encuentran a menor temperatura que las grises. Todo ello es importante a la hora de plantear dónde y cómo realizar la recuperación energética.

1.5.2. Sistema de climatización

Por otro lado, se ha estudiado en líneas generales la estructura del sistema de climatización. La climatización cobra en un centro sanitario una importancia vital; más allá de la diferencia de demanda respecto a una instalación de ámbito residencial, la necesidad de calor y frío supera los requerimientos convencionales. Entre ellos, destacan tanto las unidades de tratamiento de aire, como la regulación de temperatura de quirófanos, cámaras de refrigeración para pruebas, frigoríficos para guardar medicamentos, congeladores, cámaras mortuorias, etc. Se puede llegar a la conclusión de que, en lo que respecta a este estudio, un hospital tendrá una especial demanda de frío. Esta, lejos de ser estacional, será continua e imprescindible.

Por tanto, la faceta interesante de dicho sistema de climatización para la investigación a realizar es principalmente el sistema de refrigeración: el uso de enfriadoras para el enfriamiento de agua glicolada hasta 6-8°C, que será suministrada tanto a las unidades de tratamiento de aire (UTAs) como a las cámaras frigoríficas y demás equipos para el intercambio de calor. A continuación, se muestra un esquema general de los equipos de enfriamiento utilizados en el Hospital Río Hortega.

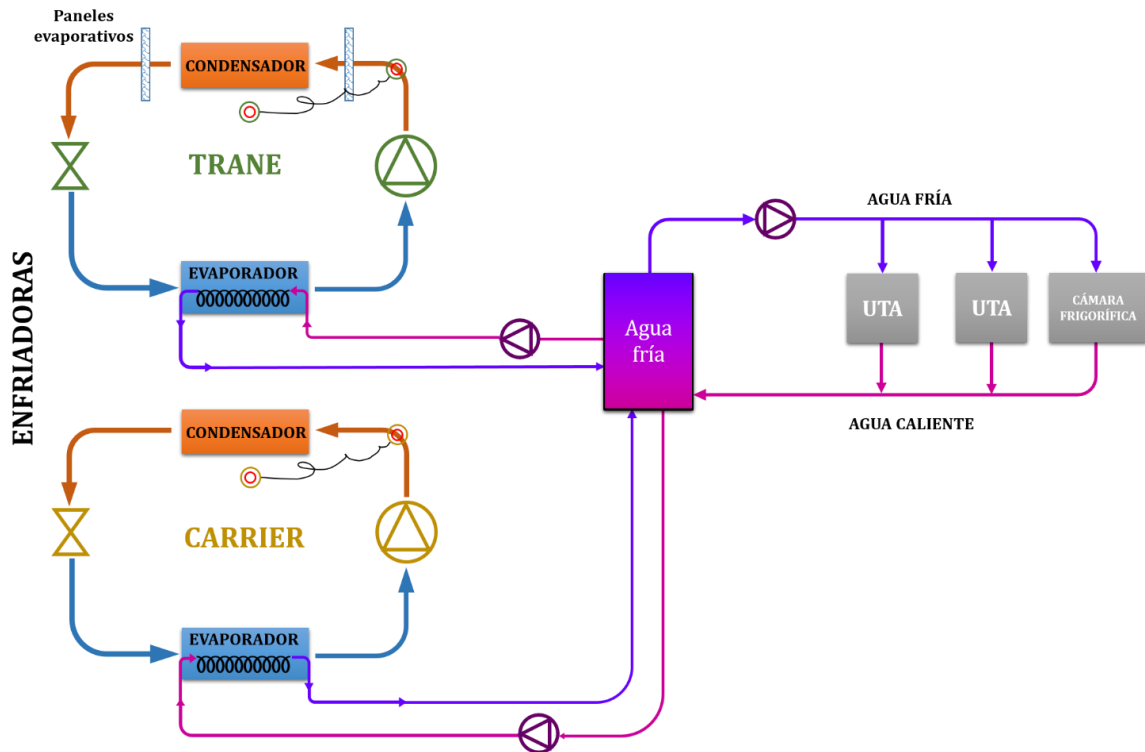


Figura 1.10. Esquema de las enfriadoras y el sistema de suministro de agua fría en el Hospital Río Hortega.

Como se puede observar en la Figura 1.10, el agua glicolada utiliza ciclos frigoríficos para su enfriamiento, de manera que el intercambio de calor se produce en el evaporador de los grupos de frío. El agua templada/caliente del depósito fluye a través de una bomba hacia la enfriadora, donde cede calor al refrigerante. Tras el intercambio es impulsada hacia el depósito de agua fría, y desde allí se suministra a las diferentes unidades de refrigeración.

El Hospital Río Hortega cuenta con 6 enfriadoras de compresión de tornillo ubicadas en el edificio técnico. Utilizan refrigerante R134a, evaporadores de carcasa y tubos, y condensación por aire. 5 de las enfriadoras son de la marca TRANE, serie R, modelo

RTAC 400 kW, de alto rendimiento y bajo nivel acústico, equipadas adicionalmente, desde 2014, con paneles evaporativos en la entrada de aire de condensación. La sexta, instalada en 2015, es de marca Carrier, modelo 30XA Aquaforce, con una capacidad nominal de 1502kW a 50 Hz [1].

En la recuperación de calor cobra especial interés la información relativa al condensador, en el cual se disipan los efluentes térmicos. El condensador de los equipos es un intercambiador de tubos aleteados, de flujo cruzado y circulación forzada, gracias a un equipo de ventiladores axiales.

El condensador de la enfriadora TRANE consta de 4 baterías por cada circuito de refrigerante, que disponen de aletas de aluminio unidas a tubos de cobre sin soldaduras y ranurados en su interior. Cuentan con un circuito de subenfriamiento integrado [32]. El condensador de la enfriadora Carrier consistirá en múltiples conductos en forma de V, hechos de aluminio [33].

En cuanto al sistema de distribución del agua fría de climatización (“AFC” de aquí en adelante), se trata de una red que consta de doble anillo con retorno invertido, que permite el suministro de agua tanto fría (dos tubos, retorno e impulsión) como caliente. La temperatura de consigna del AFC es de 6-8°C, siendo la temperatura de retorno de unos 12°C. El AFC fluye hacia cerca de 200 unidades de tratamiento de aire (UTAs).

1.5.3. Red de distribución de ACS

El Hospital Universitario Río Hortega cuenta con un sistema de acumulación y distribución recirculada de ACS. El agua de retorno tendrá una temperatura menor, debido a las pérdidas de calor a lo largo de los extensos anillos de distribución. Este flujo se mezcla con el agua de red antes de ser calentado para disminuir el salto térmico necesario y precalentar el agua fría para el consumo humano.

Para el calentamiento, el hospital dispone de 4 calderas de gas natural donde se calienta un circuito de agua secundaria hasta 80°C. No obstante, existe la posibilidad de alimentarlas con gasoil en caso de fallo en el sistema de suministro de gas. El agua a 80°C viaja hasta dos intercambiadores donde se cede el calor al ACS, para su posterior almacenamiento previo al suministro.

2. APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA TÉRMICA DE LAS AGUAS RESIDUALES

El agua, como sustancia, no solo es imprescindible para su consumo por parte del ser humano, sino que es un recurso que participa en numerosos ámbitos sociales e industriales. Destacan sus aplicaciones en la industria energética, donde, por ejemplo, el agua está muy presente en muchos de los procesos de obtención de energía eléctrica.

Asimismo, el agua es un fluido caloportador ampliamente utilizado. Tanto en su estado líquido como en vapor, cumple, junto a otros aceites y sustancias, las características de bajo coste y alto rendimiento como fluido transmisor de calor. Su idoneidad se basa en su bajo punto de fusión, alto punto de ebullición, elevada capacidad calorífica para el almacenamiento y transporte de energía, y gran calor latente de vaporización. A estas adecuadas características físico-químicas se unen su gran abundancia y accesibilidad.

Uno de los principales usos del agua es la higiene, limpieza y evacuación de residuos. Según la RAE las aguas residuales son aquellas “procedentes de procesos productivos o del consumo humano”. También se contempla que “previo tratamiento, pueden convertirse en aguas regeneradas susceptibles de reutilización si alcanzan los criterios de calidad adecuados para cada tipo de uso”. Esto quiere decir que, en la medida en que el ser humano continúe consumiendo agua y evacuando sus residuos a través de ella, las aguas residuales serán una consecuencia siempre presente en cualquier proceso. Su posible reutilización es clave ante la creciente escasez de aguas dulces, debida según la OMS al crecimiento demográfico, la urbanización y los cambios climáticos. Esta reutilización de las aguas residuales urbanas ya es común en la actualidad para fines de riego o recarga artificial de acuíferos (previa depuración). También existen desarrollos para uso doméstico en los que, el agua procedente de lavabos y duchas, puede ser utilizado en las cisternas de los inodoros.

En este punto, parece lógico plantear el gran potencial energético que tienen las aguas residuales. No solo en cuanto a su contenido en carbono orgánico, que permite generar biogás, sino también en lo referente a su faceta transmisora de calor. Algunos datos de investigaciones cuantifican las pérdidas de energía térmica a través del alcantarillado en un 15% de la energía suministrada a los edificios. Se trata sin duda de

uno de los efluentes térmicos residuales introducidos en el apartado 1.2.2. *Necesidad de ahorro energético*, ya que uno de los principales medios de evacuación de calor de un edificio es el sistema de desagüe y saneamiento.

Es necesario establecer aquí la diferencia entre aguas grises y negras. Las aguas grises se definirán como aquellas provenientes de duchas y lavabos, que han sido previamente calentadas para su uso, mientras que las aguas negras serán aquellas provenientes de inodoros y demás dispositivos que sirvan para desalojar residuos pesados y contaminantes, y que no necesitan previo calentamiento para su uso. Las alternativas de recuperación van dirigidas a las aguas grises, cuyo nivel térmico será mayor por haber sido previamente calentadas (ver Figura 2.1). Estas provienen no solo de duchas y lavabos, sino de todo aquel dispositivo que utilice agua potable caliente, como lavavajillas, bidés, lavadoras, etc. Será necesario analizar qué posibilidades de recuperación existen, a partir de datos experimentales previos, ya que cada aplicación establece distintas condiciones de temperatura sobre el ACS, y el nivel térmico de las aguas grises dependerá de ellas. Además, el salto térmico entre el ACS y las aguas evacuadas por el desagüe no será el mismo en una u otra aplicación; es decir, el agua puede que pierda menos calor al pasar por un lavabo que por una ducha.



Figura 2.1. Esquema de la recirculación del calor residual de las aguas grises en un edificio.

A continuación, se presenta un caso de estudio concreto que permitirá analizar distintas alternativas desde un enfoque práctico y numérico.

2.1. PRESENTACIÓN Y RESOLUCIÓN DEL PROBLEMA BASE

En la introducción se hizo referencia al problema de la Legionella, estableciéndose una premisa de temperatura para el ACS. Para los demás datos de temperatura o flujos se escogerán valores que sean realistas y que estén basados en datos de la bibliografía. Un dato fundamental es la temperatura de las aguas grises, que dependerá de la temperatura de consigna que se establezca, por ejemplo, en el desagüe de una ducha; autores como J. Frijns et al. [5], estiman un valor de temperatura de salida de 27°C, pero hay que tener en cuenta que esta agua está sometida a un proceso de enfriamiento evaporativo. Teniendo en cuenta una temperatura de consigna en el grifo de la bañera/ducha de 40°C, es razonable suponer una pérdida de al menos 5°C durante el uso del ACS. Por ello, se establecerá un valor teórico de 35°C para las aguas grises a la salida de la bañera.

Con todo ello, el enunciado del problema de partida sería el siguiente:

Sea una instalación de suministro de ACS a una bañera en un aseo doméstico, en el que se pretende implantar un dispositivo que permita recuperar el calor evacuado por el desagüe de la bañera en el agua residual.

- *El caudal medio de la bañera es 15 l/min (Q).*
- *La temperatura de consigna del agua a la salida del grifo es de 40°C (T_m , de mezcla), y se obtiene mezclando el agua potable de red que llega a 10°C (T_f) y el ACS, previamente calentada hasta 60°C (T_{ACS}).*
- *La temperatura de salida por el desagüe es de 35°C (T_{AR}).*
- *Otros datos necesarios: densidad del agua $\rho=1\text{kg/l}$; calor específico del agua, $c_p=4180\text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$; coeficiente de película del agua fría para el consumo humano ("AFCH" de aquí en adelante), $h_{AFCH}=4000\text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$; coeficiente de película para el agua residual, $h_{AR}=3000\text{ W/m}^2\cdot^\circ\text{C}$.*

El método convencional de calentamiento del ACS es mediante caldera de gas natural.

- *La composición en volumen del gas natural es 96% de CH_4 ($\text{PCS}_{\text{CH}_4} = 39777\text{ kJ/Nm}^3$), 3 % de C_2H_6 ($\text{PCS}_{\text{C}_2\text{H}_6} = 70384\text{ kJ/Nm}^3$) y 1 % de inerte.*
- *La caldera opera con un rendimiento del 95 %.*

- Otros datos necesarios: calor latente de cambio de fase del agua, $\lambda=2500 \text{ kJ/kg}$.

Investigar las diferentes alternativas de aprovechamiento del calor residual, junto con sus ventajas e inconvenientes en términos energéticos y económicos.

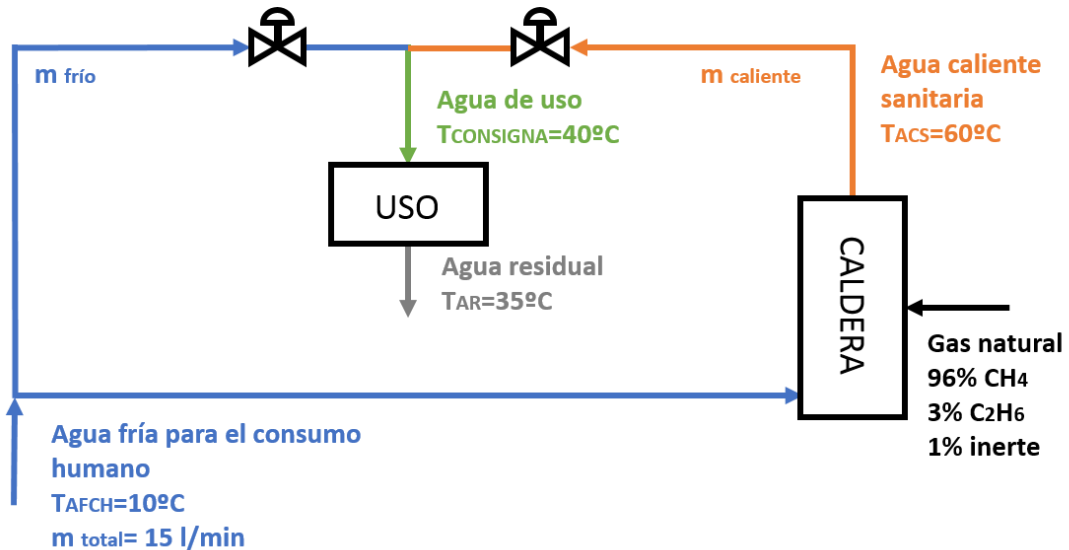


Figura 2.2. Esquema de la instalación del problema base.

La Figura 2.2 muestra la configuración base. Para poder comparar el funcionamiento de la instalación en sus distintas configuraciones, será necesario conocer algunos datos de partida, como el consumo de gas sin recuperación, o el coste que supone el calentamiento convencional.

En primer lugar, se calculan los flujos que circulan por la instalación, a través de un balance másico y energético en el sistema de mezcla:

$$\dot{m}_{total} = \frac{15 \text{ l/min}}{60 \text{ s/min}} \cdot 1 \text{ kg/l} = 0,25 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{frío} + \dot{m}_{caliente} = \dot{m}_{total} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

$$\dot{m}_{frío} \cdot c_p \cdot T_{AFCH} + \dot{m}_{caliente} \cdot c_p \cdot T_{ACS} = \dot{m}_{total} \cdot c_p \cdot T_{mezcla} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Resolviendo el sistema, se obtienen los siguientes valores:

$$\dot{m}_{caliente} = \dot{m}_{total} \cdot \frac{T_{mezcla} - T_{AFCH}}{T_{ACS} - T_{AFCH}} = 0,25 \cdot \frac{40 - 10}{60 - 10} = 0,15 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{frío} = \dot{m}_{total} - \dot{m}_{caliente} = 0,1 \text{ kg/s}$$

Con ello ya se puede obtener el calor útil que debe aportar el calentador, conociendo el rendimiento del mismo y las temperaturas de entrada y salida del agua:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_{caliente} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) \quad \text{Ecuación 2.3}$$

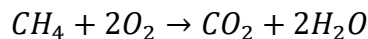
$$\dot{Q}_{\text{útil}} = 0,15 \text{ kg/s} \cdot 4180 \text{ J/kg}^{\circ}\text{C} \cdot (60 - 10)^{\circ}\text{C} = 31350 \text{ W}$$

Mediante el rendimiento se calcula el calor real que debe aportar el combustible:

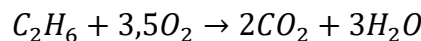
$$\dot{Q}_{comb} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\eta} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

$$\dot{Q}_{comb} = \frac{31350 \text{ W}}{0,95} = 33000 \text{ W}$$

Para calcular la demanda de gas natural se ha de trabajar con su composición, con el objetivo de obtener el poder calorífico de este combustible. Para ello se plantean las reacciones de combustión de sus componentes, calculando el agua generada por Nm³ de componente:



$$m_{H_2O} = \frac{2 \text{ mol}_{H_2O} \cdot 18 \text{ g/mol}_{H_2O}}{1 \text{ mol}_{CH_4} \cdot 22,4 \text{ l/mol}_{CH_4}} = 1,607 \text{ kg } H_2O/\text{Nm}^3 \text{ } CH_4$$



$$m_{H_2O} = \frac{3 \text{ mol}_{H_2O} \cdot 18 \text{ g/mol}_{H_2O}}{1 \text{ mol}_{C_2H_6} \cdot 22,4 \text{ l/mol}_{C_2H_6}} = 2,411 \text{ kg } H_2O/\text{Nm}^3 \text{ } C_2H_6$$

El poder calorífico PCI del combustible se calcula a partir del PCI del metano y etano, a partir de la Ecuación 2.5:

$$PCI_i = PCS_i - m_{H_2O} \cdot \lambda \quad \text{Ecuación 2.5}$$

$$PCI_{CH_4} = PCS_{CH_4} - m_{H_2O} \cdot \lambda = 39777 - 1,607 \cdot 2500 = 35759,14 \text{ kJ/Nm}^3$$

$$PCI_{C_2H_6} = PCS_{C_2H_6} - m_{H_2O} \cdot \lambda = 70384 - 2,411 \cdot 2500 = 64357,21 \text{ kJ/Nm}^3$$

$$PCI_{gas} = \%V_{CH_4} \cdot PCI_{CH_4} + \%V_{C_2H_6} \cdot PCI_{C_2H_6} = 0,96 \cdot 35759,14 + 0,03 \cdot 64357,21 = 36259,49 \text{ kJ/Nm}^3$$

Finalmente, el volumen de gas natural necesario para aportar el calor correspondiente es el siguiente:

$$\dot{V}_{gas} = \frac{\dot{Q}_{comb}}{PCI_{gas}} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

$$\dot{V}_{gas} = \frac{33000 \text{ W} \cdot 3600 \text{ s/h}}{36259,49 \cdot 10^3 \text{ J/Nm}^3} = 3,276 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Suponiendo un coste de 0,60 €/Nm³ gas, y un uso anual de cada bañera de 4000 min/año, el coste anual de calentamiento será:

$$\begin{aligned} \text{coste anual} &= \dot{V}_{gas} \cdot \text{coste Nm}^3 \cdot \text{demanda anual} = \\ &= \frac{3,276 \text{ Nm}^3/\text{h} \cdot 0,60 \text{ €/Nm}^3 \cdot 4000 \text{ min/año}}{60 \text{ min/h}} = 131,04 \text{ €/año} \end{aligned}$$

A modo de resumen se presentan las siguientes tablas (2.1, 2.2 y 2.3), obtenidas tras implementar el problema en una hoja de cálculo Excel:

Tabla 2.1. Datos y cálculo de flujos de la instalación.

DATOS INSTALACIÓN			CÁLCULOS INSTALACIÓN		
Caudal de red	15	l/min			
Temperatura de red	10	°C	Flujo másico total grifo	0,25	kg/s
Temperatura agua fría	10	°C	Flujo agua fría al grifo	0,1	kg/s
Temperatura agua caliente	60	°C	Flujo agua caliente al grifo	0,15	kg/s
Temperatura mezcla bañera	40	°C			
Temperatura salida bañera	35	°C			

Tabla 2.2. Datos del calentador y cálculo del PCI del gas natural.

DATOS CALENTADOR				
Rendimiento	0,95		CH ₄ + 2O ₂ --> CO ₂ + 2H ₂ O	
Composición volumen (%)		m(H ₂ O)	1,607	kgH ₂ O/Nm ³ CH ₄
CH ₄	0,96		C ₂ H ₆ + 3,5O ₂ --> 2CO ₂ + 3H ₂ O	
C ₂ H ₆	0,03	m(H ₂ O)	2,411	kgH ₂ O/Nm ³ C ₂ H ₆
Inerte	0,01			
PCS		PCI		
CH ₄	39777	kJ/Nm ³	CH ₄	35759,1 kJ/Nm ³
C ₂ H ₆	70384	kJ/Nm ³	C ₂ H ₆	64357,2 kJ/Nm ³
			Gas	36259,5 kJ/Nm ³

Tabla 2.3. Resultados del problema base sin recuperador.

PROBLEMA BASE SIN RECUPERADOR		
Calor útil calentador	31350	W
Calor necesario combustible	33000	W
Vgas necesario	3,276	Nm ³ /h
Coste del Nm ³ de gas	0,60	€/Nm ³
Demanda; uso anual	4000	min uso/año
Coste anual calentamiento convencional	131,04	€/año

En los siguientes apartados se presenta el estudio de las diferentes opciones que permitirán reducir este consumo de gas y el consecuente gasto.

2.2. ALTERNATIVAS: INTERCAMBIADOR DE CALOR Y BOMBA DE CALOR.

Se estudiarán principalmente dos formas de llevar a cabo la recuperación:

- Mediante un **intercambiador de calor** (ver Figura 2.3). Este no podrá ser un intercambiador cualquiera, ya que las aguas residuales tendrán una cantidad significativa de jabón, partículas de suciedad, etc. Esto supondrá una resistencia térmica mayor, y pondrá en riesgo la potabilidad del ACS durante su calentamiento en el caso de que se produjera una contaminación del agua limpia con el residual por la ruptura del intercambiador. Se trata de una vía poco costosa a priori, ya que en la mayoría de los casos no será necesaria la aportación de trabajo externo para su funcionamiento, pues la presión de alimentación del AFCH es suficiente para vencer la pérdida de carga en el recuperador del lado del agua fría, y una configuración por gravedad no debería generar elevada pérdida de carga en el lado del agua caliente residual.

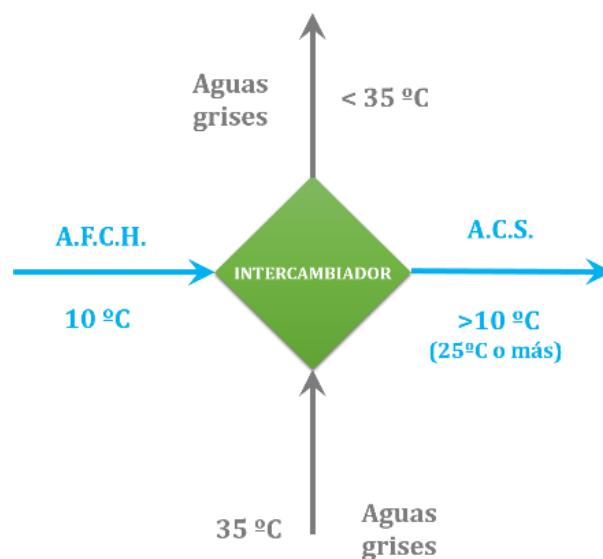


Figura 2.3. Esquema del intercambiador de aguas residuales.

- Mediante una **bomba de calor de aguas residuales** (normalmente en la bibliografía como Wastewater Source Heat Pump). Se trataría de integrar en el balance de recuperación un ciclo frigorífico; la bomba de calor extrae el calor de las aguas grises y lo cede al ACS, ya sea de manera directa (intercambio directo con las aguas residuales), o indirecta (fluido intermedio entre aguas residuales y la bomba de calor).

Para ello, el proceso consiste en poner un intercambiador de cambio de fase en el lugar del evaporador y condensador, tal y como se muestra en la Figura 2.4:

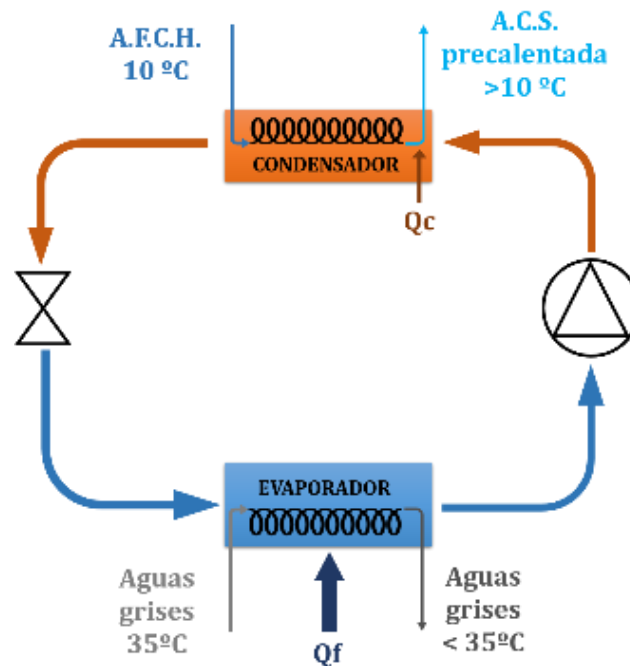


Figura 2.4. Esquema de la bomba de calor de aguas residuales.

El intercambiador correspondiente al evaporador extrae el calor de las aguas grises. Será necesario dimensionar el sistema para que el calor cedido sea suficiente para evaporar el refrigerante, teniendo en cuenta su presión, temperatura, etc. El intercambiador correspondiente al condensador cede el calor de condensación al ACS para precalentarlo.

El proceso funciona aportando trabajo en el compresor, lo cual supone un coste de funcionamiento adicional. Por tanto, será aún más necesario comprobar la eficiencia de la recuperación. En este caso la viabilidad es una moneda de dos caras: se buscará optimizar tanto el rendimiento en la recuperación de calor como el COP de refrigeración del ciclo frigorífico.

2.2.1. Recuperación por intercambiador de calor

Se comenzará planteando una solución al problema base mediante este dispositivo básico, que permite la transferencia de calor de un fluido con cierta temperatura a otro de menor nivel térmico.

En el problema que se está tratando, existen varias posibilidades de ubicación de dicho intercambiador; todas ellas cumplirán que:

- El fluido caliente de entrada serán las aguas residuales.
- El fluido a calentar debe tener menor temperatura que las aguas residuales a la salida de la bañera, lo cual incluye varias posibilidades:
 - o Precalentar el agua fría para el consumo humano destinada al calentador, para reducir el calor aportado por el mismo. Se trata del agua del “circuito caliente”.
 - o Precalentar el agua fría para el consumo humano que se suministra directamente al grifo sin previo calentamiento. Se trata del agua del “circuito frío”.
 - o Precalentar toda el agua de red fría que llega a la instalación, antes de dividir el flujo en caliente y frío.

OPCIÓN 1.1: PRECALENTAR EL AGUA DEL CIRCUITO CALIENTE

Se coloca un intercambiador de tubos concéntricos a contracorriente a la salida de la bañera, con una efectividad de 0,8, por el cual pasan las aguas residuales y el agua fría dirigida al calentador. Calcúlese el ahorro energético y económico, así como la superficie de intercambio necesaria para realizar la recuperación.

Los datos del intercambiador se resumen en la Tabla 2.4:

Tabla 2.4. Datos del intercambiador de recuperación de calor.

DATOS INTERCAMBIADOR PRECALDERA				
Tubo interior		Conductividad Cobre (k_{Cu})		320 W/m ² °C
Diámetro exterior	0,012 m	Coef. Película Agua residual (h_c)	A calcular	W/m ² °C
Diámetro interior	0,01 m	Coef. Película ACS (h_f)	A calcular	W/m ² °C
Tubo exterior		Resistencia ensuciamiento		A calcular m ² °C/W
Diámetro exterior	0,02 m	Efectividad	0,8	
Diámetro interior	0,018 m			

La configuración de la instalación será la siguiente (Figura 2.5):

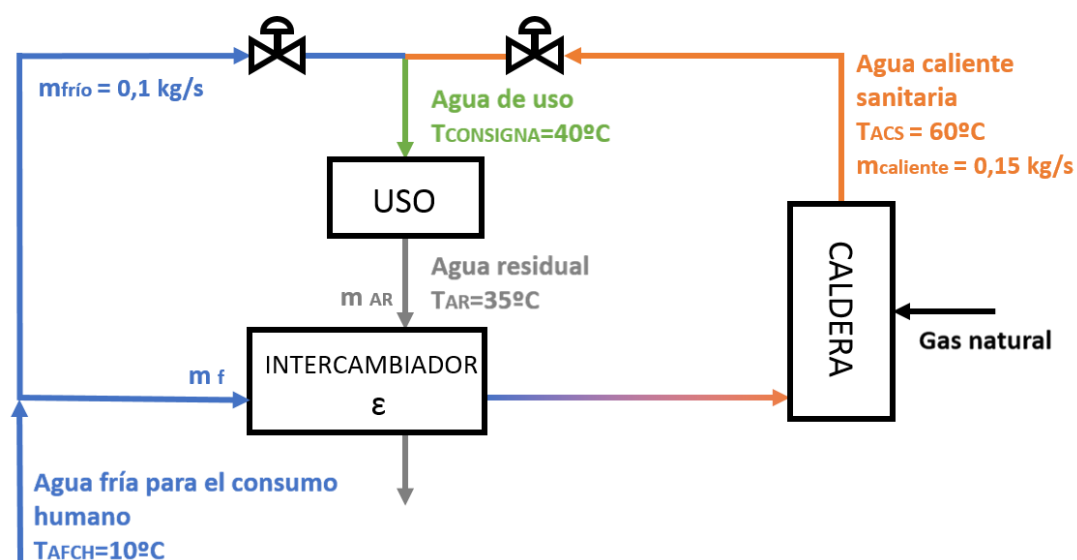


Figura 2.5. Esquema de la instalación con intercambiador precaldera en el circuito de agua caliente.

DETERMINACIÓN DE LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS DEL INTERCAMBIADOR

El problema se ha de abordar en primer lugar mediante el cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor del intercambiador, tanto limpio como sucio. Con ello se podrán determinar las temperaturas de salida de los fluidos que lo atraviesan.

Los coeficientes de película determinan la resistencia que experimenta el flujo de calor a su paso por el seno de los fluidos que ceden y reciben energía térmica. Es decir, cuantifican con un valor el fenómeno de la convección. Este valor se calcula a través de correlaciones experimentales, y depende de si la convección es libre o forzada, si el flujo es laminar o turbulento, de la geometría del intercambiador, etc. Todas estas características se concretan en una serie de números adimensionales, tales como el número de Reynolds, Nusselt o Prandtl, utilizados en el proceso de cálculo.

Para este problema, se calculará un valor inicial mediante las mencionadas correlaciones, para el caso del agua limpia que circula por el conducto interno. Éste se tomará como referencia para realizar las consideraciones pertinentes sobre el coeficiente de película del agua residual. Los pasos para calcular el coeficiente, se indican a continuación.

- 1) En primer lugar, se ha de determinar de qué tipo de convección se trata; es decir, forzada o natural. Como en este caso el ACS se mueve a través del circuito gracias a una bomba, se tratará de convección forzada, porque existe una fuerza externa que pone al fluido en movimiento.
- 2) En cuanto a la geometría, el ACS viaja a través del tubo interior, por lo que el flujo es interno.
- 3) Para determinar el régimen del fluido, es necesario contrastar el número de Reynolds. En convección forzada y flujo interno, las condiciones son las siguientes:
 - $Re < 2300$, flujo laminar
 - $Re > 4000$, flujo turbulento

El Reynolds depende de la velocidad del fluido, la geometría del problema y la viscosidad, de manera que:

$$Re = \frac{u \cdot D}{\nu} \quad \text{Ecuación 2.7}$$

donde u es la velocidad del fluido, D la longitud característica, en este caso el diámetro de paso, y ν es la viscosidad cinemática, que se obtiene de las tablas de propiedades del agua a la temperatura y presión correspondientes.

La velocidad se calcula dividiendo el caudal entre el área de paso:

$$\dot{V}_{ACS} = \frac{0,15 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3} = 0,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Área}_{paso} = \frac{\pi D_{int,tubo}^2}{4} = \frac{\pi}{4} (0,01^2) = 7,854 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$v_{AR} = \frac{0,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{7,854 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 1,91 \text{ m/s}$$

Por otro lado, para obtener la viscosidad cinemática del ACS, se calculará una temperatura media y se supondrá que viaja a presión atmosférica para simplificar la búsqueda del valor, aunque realmente tendrá más presión (la que le transmita la bomba de suministro).

La temperatura media se calculará como el promedio entre la temperatura de entrada y de salida del ACS. Más adelante se verá con detalle cómo este salto térmico depende de la efectividad del intercambiador. La efectividad se define como la relación entre el salto térmico real en el ACS y el salto térmico máximo que se podría dar (el ACS puede calentarse como máximo hasta la temperatura de entrada del fluido caliente, los 35°C de las aguas residuales, ver Ecuación 2.14). Así:

$$T_{frío,entrada} = 10^\circ\text{C}$$

$$T_{frío,salida} = \varepsilon \cdot (T_{caliente,entrada} - T_{frío,entrada}) + T_{frío,entrada} = 10 + 25\varepsilon$$

$$T_{media,ACS} = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{2} = 10 + 12,5\varepsilon$$

Como en este caso $\varepsilon = 0,8$, la temperatura media del ACS será 20°C. A esta temperatura y presión atmosférica, se busca en la Tabla 2.5 el valor de la viscosidad cinemática del agua:

Tabla 2.5. Propiedades del agua líquida a presión atmosférica. Fuente: S.A. Klein y F.L. Alvarado [34].

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

La viscosidad cinemática a 20°C es $1,001 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Por lo tanto el Reynolds será (Ecuación 2.7):

$$Re = \frac{1,91 \cdot 0,01}{1,001 \cdot 10^{-6}} = 19081 > 4000$$

Luego se cumple la condición de flujo turbulento.

- 4) Se busca una ecuación de cálculo experimental cuyas condiciones de aplicación sean satisfechas en este caso.

Atendiendo a la Tabla 2.6, el problema cumple las condiciones de la correlación 27 de Dittus-Boelter: flujo turbulento, Reynolds mayor que 10000, y $L/D > 10$ (suponemos una tubería esbelta). El Prandtl del agua a 20°C y P_{atm} se obtiene de la Tabla 2.5, y su valor es 6,975, luego también cumple las condiciones (mayor que 0,6 y menor que 160). El coeficiente n valdrá 0,4 por ser la temperatura de la superficie del tubo mayor que la del seno del fluido (T_{media}). La expresión es:

$$Nu_D = 0,023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0,4} \tag{Ecuación 2.8}$$

Por lo que el Nusselt es:

$$Nu_D = 0,023 \cdot 19081^{0,8} \cdot 6,975^{0,4} = 132,9$$

Tabla 2.6. Correlaciones de convección forzada, flujo interno, conducto circular. Fuente: J. Rey, E. Velasco et al. [35].

Conducto circular				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
18	$x_{ent} = 0.0575 D Re_D Pr$	Laminar $Re_D \leq 2300$, Región de entrada térmica		
19	$f = 64/Re_D$	Laminar $Re_D \leq 2300$, complet. desarrollado		
20	$f = 0.316 Re_D^{-1/4}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $Re_D \leq 2 \cdot 10^4$		
21	$f = 0.184 Re_D^{-1/5}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $Re_D > 2 \cdot 10^4$		
22	$f = (0.790 \ln(Re_D) - 1.64)^{-2}$	Turbulento, complet. desarrollado, sup. no rugosa, $3000 \leq Re_D \leq 5 \cdot 10^6$		Petukhov
23	$Nu_D = 3.66$	Laminar $Re_D \leq 2300$, completamente desarrollado, T_s cte, $Pr \geq 0.6$	Tª media masa	
24	$Nu_D = 4.36$	Laminar $Re_D \leq 2300$, completamente desarrollado, q, cte, $Pr \geq 0.6$	Tª media masa	
25	$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$	Laminar $Re_D \leq 2300$, entrada térmica con perfil de velocidad completamente desarrollado, T_s cte, $Pr \gg 1$ o zona inicial sin transferencia de calor	Tª media masa	Hausen
26	$\overline{Nu}_D = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Laminar $Re_D \leq 2300$, ent. térmica e hidrod., T_s cte, $0.48 \leq Pr < 16700$, $[Re_D Pr / (L/D)]^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14} \geq 2$, $0.0044 < (\mu/\mu_s) < 9.75$	Tª media masa, menos μ_s a T_s	Sieder y Tate
27	$Nu_D = 0.023 Re_D^{1/2} Pr^n$	Turbulento, complet. desarrollado, $Re_D > 10000$, $0.6 \leq Pr < 160$, $(L/D) > 10$, $n = 0.4$ para $T_s > T_m$, $n = 0.3$ para $T_s < T_m$	Tª media masa	Dittus-Boelter
28	$Nu_D = 0.027 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Turbulento, completamente desarrollado, $Re_D > 10000$, $0.7 \leq Pr < 16700$, $(L/D) > 10$	Tª media masa, menos μ_s a T_s	Sieder y Tate
29	$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	Turbulento, completamente desarrollado, $3000 < Re_D < 5 \cdot 10^6$, $0.5 \leq Pr < 2000$, $(L/D) > 10$, f: Corr. 19 a 22 ó Ábaco de Moody (Gráfica 6.11)	Tª media masa	Gnielinski
30	$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$	Turbulento, metales líq., complet. desarrollado, q_s'' uniforme, $3600 < Re_D < 9.05 \cdot 10^5$, $10^2 < Pe_D < 10^4$	Tª media masa	Skupinski
31	$Nu_D = 5.0 + 0.025 Pe_D^{0.8}$	Turbulento, metales líq., complet. desarrollado, T_s uniforme, $Pe_D > 100$	Tª media masa	Seban y Shimazaki

- La temperatura media de masa es la media aritmética de las temperaturas de masa T_m .
 - Para las correlaciones (26) y (28) las propiedades se evalúan a la temperatura media de masa, salvo μ , que se evalúa a la temperatura superficial
 - Las correlaciones (27) a (31) pueden utilizarse para calcular Nu local y medio.
 - Las correlaciones para transferencia de masa pueden obtenerse sustituyendo en las correlaciones anteriores Nu y Pr por Sh y Sc respectivamente.

El número de Nusselt se relaciona con el coeficiente de película de la siguiente manera:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D} \tag{Ecuación 2.9}$$

Donde k es la conductividad del fluido en W/m°C y D el diámetro característico. El valor k se obtiene de la Tabla 2.5, a 20°C y Patm, $599,8 \cdot 10^{-3}$ W/m°C. El valor final de h será, aplicando la Ecuación 2.9:

$$h_{ACS} = \frac{132,9 \cdot 599,8 \cdot 10^{-3}}{0,01} = 7973,18 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Se obtiene un valor cercano a 8000 W/m²°C. En casos más desfavorables, este valor será menor, por lo que, para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador, **se tomarán distintos valores entre 2000 y 8000 W/m²°C**. el objetivo principal será observar cómo evoluciona el área de intercambio necesario para calentar el ACS hasta la temperatura deseada.

En cuanto al coeficiente de película del agua residual, existen datos en la bibliografía que permiten determinar las características que la diferencian del flujo de ACS. En un artículo de Z. Liu et al. [21] se especifica que “la resistencia al flujo en el lado de las aguas residuales es mayor que en el lado del agua limpia”, justificando que las aguas residuales tienen una viscosidad mayor. Una mayor viscosidad hace que el flujo sea menos turbulento, y no favorece la convección. Así, el efecto de las partículas de suciedad en suspensión disminuye el coeficiente de transferencia de calor por convección. Como aproximación, se tomará en todo caso como valor del coeficiente de convección de las aguas residuales el 75% del valor de h_{ACS} :

$$h_{AR} = 0,75 \cdot h_{ACS} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Por otro lado, la resistencia de conducción que opone el material metálico del tubo, de cobre en este caso, se ve aumentada por la resistencia de la suciedad e incrustaciones acumuladas en el conducto del agua residual, sobre la cara externa de tubo interior. Existen autores que ya han investigado este efecto en un intercambiador de carcasa y tubos; en concreto J. Song et al. [28], en un artículo de la revista *Energy and Buildings*, hicieron un estudio experimental para obtener una fórmula empírica de esta resistencia en función de la velocidad del flujo sucio:

$$R_f = (12,9 - 4,75 \cdot v_{flujo}) \times 10^{-4} \times (1 - e^{(-v_{flujo})}) \quad \text{Ecuación 2.11}$$

Si se particulariza esta expresión para el caso de estudio, se obtendrá un valor orientativo con el que realizar el cálculo del coeficiente global. La velocidad del flujo de aguas residuales se calcula dividiendo el caudal entre el área de la corona circular:

$$\dot{V}_{AR} = \frac{0,25 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Área}_{corona} = \frac{\pi}{4} (D_{int,tubo\ ext}^2 - D_{ext,tubo\ int}^2) = \frac{\pi}{4} (0,018^2 - 0,012^2) = 1,414 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$v_{AR} = \frac{0,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{1,414 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 1,768 \text{ m/s}$$

$$R_f = (12,9 - 4,75 \cdot 1,768) \times 10^{-4} \times (1 - e^{(-1,768)}) = 3,733 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{°C/W}$$

El valor calculado entra dentro del rango de valores que se observa en artículos como el mencionado de Z. Liu et al. [21], donde se obtienen valores para la resistencia de ensuciamiento de entre 0 y $0,0007 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$. El valor calculado se aproxima mucho al promedio entre estos dos valores límite, por lo que se tomará de aquí en adelante el valor de $0,00035 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$ para esta resistencia debida al ensuciamiento, habiendo encontrado validez en la fórmula empírica obtenida para un caso similar.

DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL INTERCAMBIADOR

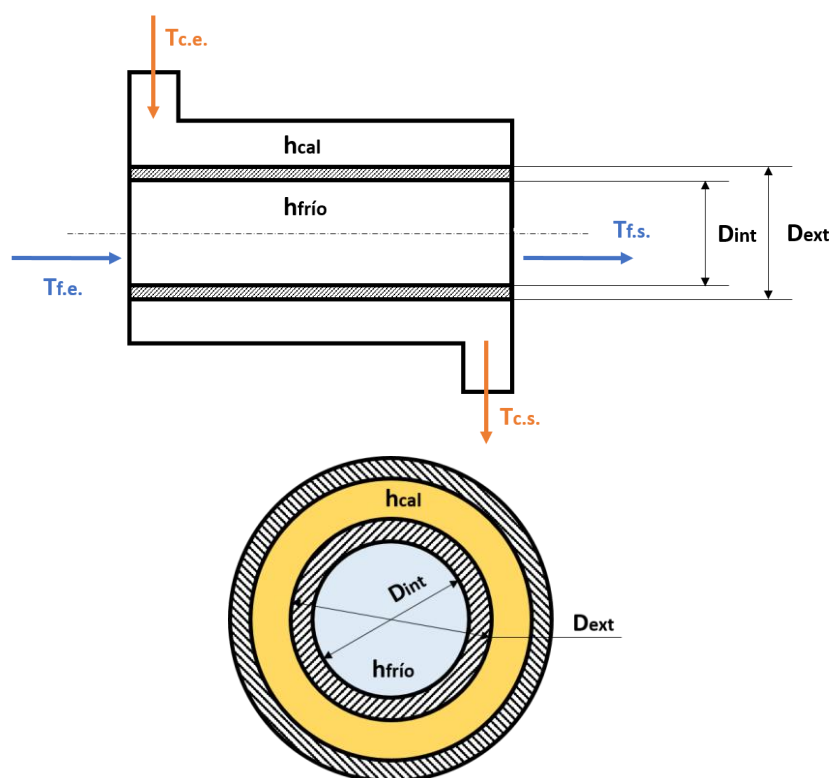


Figura 2.6. Esquema del intercambiador de tubos concéntricos del problema; funciona a contracorriente, y por el interior circula el ACS.

El coeficiente global de transferencia de calor es la constante que relaciona el calor intercambiado con la superficie de intercambio y la diferencia media logarítmica de temperaturas de los fluidos involucrados, tomando como superficie un área de referencia del intercambiador. Al caracterizar la transmisión total del calor en el dispositivo, se calcula como la inversa de sumatorio de todas las resistencias térmicas que el flujo de calor encuentra a su paso desde el fluido caliente hasta el frío:

$$U_{limpio} = \frac{1}{\sum R_i} = \frac{1}{R_{CVf} + R_{CD} + R_{CVc}} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

donde el subíndice CV indica resistencia de convección, CD conducción, *f* fluido frío y *c* fluido caliente.

Sustituyendo cada una de las resistencias, con los valores dato y los calculados en el apartado anterior, se obtienen los siguientes valores:

$$U_{limpio} = \frac{1}{\frac{D_{ext}}{D_{int}h_f} + \frac{D_{ext}}{2} \cdot \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{k_{Cu}} + \frac{1}{h_c}} = \frac{1}{\frac{0,012}{0,01 \cdot 8000} + \frac{0,012}{2} \cdot \frac{\ln\left(\frac{0,012}{0,01}\right)}{320} + \frac{1}{6000}}$$

$$U_{limpio} = 3124,17 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

en el caso de $h_f = 8000 \text{ W/m}^2\text{°C}$ para el ACS, y el 75%, $h_c = 6000 \text{ W/m}^2\text{°C}$, para el agua residual. Teniendo en cuenta la resistencia por ensuciamiento:

$$U_{sucio} = \frac{1}{\frac{1}{U_{limpio}} + \sum R_{ensuc}} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

$$U_{sucio} = \frac{1}{\frac{1}{3124,17} + 0,00035} = 1492,35 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

En la Tabla 2.7 se muestran los diferentes valores que toma el coeficiente global, tanto del intercambiador limpio como sucio, al variar los coeficientes de convección del ACS entre 2000 y 8000 W/m²°C, tal y como se indicó en el apartado anterior.

Tabla 2.7. Cálculo del coeficiente global para diferentes coeficientes de película, entre 2000 y 8000 W/m²°C.

CÁLCULO COEFICIENTE GLOBAL PARA DIFERENTES COEFICIENTES DE PELÍCULA				
h_f (ACS) [W/m²°C]	2000	4000	6000	8000
h_c (AR) [W/m²°C]	1500	3000	4500	6000
R_{ensuc} [m²°C/W]	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035
U_{limpio} [W/m²°C]	787,4	1570,5	2349,4	3124,2
U_{sucio} [W/m²°C]	617,3	1013,4	1289,3	1492,4

Como se observa, según aumentan los coeficientes de convección, aumenta el coeficiente global. Sin embargo, el valor correspondiente al coeficiente limpio lo hace de manera muy distinta al sucio, ya que al principio son similares, y finalmente el limpio duplica al sucio. Aunque el valor inicial de este estudio era $8000 \text{ W/m}^2\text{C}$, existen diversos factores que pueden variar, como que la velocidad del ACS fluctúe y sea menor que la calculada, o que exista una pequeña resistencia de ensuciamiento en el lado del ACS debido a acumulaciones de cal u otros minerales que precipiten. Por todo ello, se tomarán para la resolución del problema base los valores correspondientes a la segunda columna de la Tabla 2.7, es decir, $U_{\text{limpio}} = 1570,5 \text{ [W/m}^2\text{C]}$ y $U_{\text{sucio}} = 1013,4 \text{ [W/m}^2\text{C]}$. No obstante, se compararán las distintas áreas de intercambio obtenidas con cada valor.

DETERMINACIÓN DE TEMPERATURAS DE SALIDA

Para calcular las temperaturas de salida habrá que tener en cuenta la efectividad del intercambiador (concepto ya introducido), que se define como el calor que recibe el fluido limitante entre el máximo que podría recibir. En este caso el fluido limitante es el frío, es decir, el agua del circuito caliente antes de ser calentada (que siempre tendrá menor caudal que el que sale por el desagüe caliente hacia el intercambiador), y el máximo nivel térmico que podría llegar a alcanzar el fluido frío sería la temperatura del fluido caliente a la entrada, es decir, la de las aguas grises a la salida de la bañera, ya que el intercambiador teórico funciona a contracorriente. De esta forma:

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

$$0,8 = \frac{T_{fs} - 10}{35 - 10}$$

$$T_{fs} = 30^{\circ}\text{C}$$

Es decir, el agua de red se calentará de 10 a 30°C a su paso por el intercambiador, antes de entrar en el calentador, que deberá elevar la temperatura de 30 a 60°C . Calculando el calor recuperado, se obtiene la temperatura de las aguas residuales a la salida del intercambiador.

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \cdot c_p \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad \text{Ecuación 2.15}$$

donde \dot{m}_f es en este caso el flujo del circuito que llega al lado caliente, el anteriormente calculado como $\dot{m}_{caliente}$.

$$\dot{Q}_f = 0,15 \text{ kg/s} \cdot 4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot (30 - 10)^\circ\text{C} = 12540 \text{ W}$$

El calor que recibe el fluido frío será teóricamente el mismo que cede el fluido caliente:

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_c = \dot{Q}_{recuperado} = 12540 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot (T_{ce} - T_{cs}) \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$T_{cs} = 35^\circ\text{C} - \frac{12540 \text{ W}}{0,25 \text{ kg/s} \cdot 4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C}}$$

$$T_{cs} = 23^\circ\text{C}$$

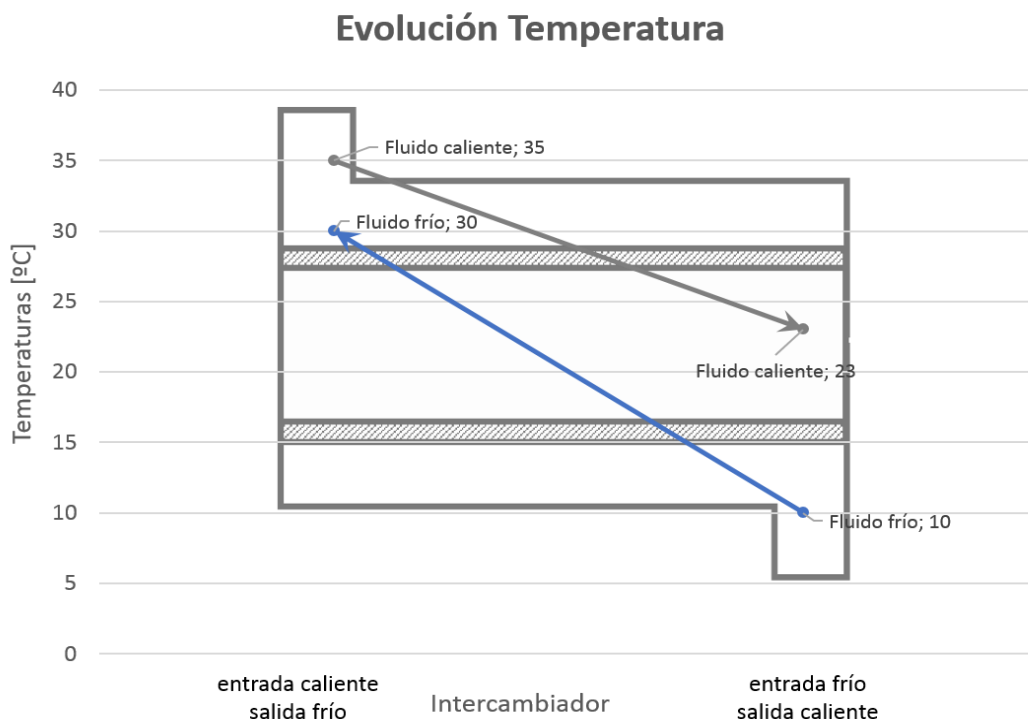


Figura 2.7. Gráfico de temperaturas de entrada y salida del intercambiador a contracorriente para la Opción 1.1.

CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR

Finalmente, para conocer el área de intercambio requerido, se aplica el método DMLT (Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas), junto con los datos de calor intercambiado y coeficiente global calculado anteriormente. Se utilizará el caso más desfavorable, con el intercambiador sucio.

$$\dot{Q} = U_{sucio} \cdot S_{ref} \cdot \Delta T_m \quad \text{Ecuación 2.17}$$

- S_{ref} es la superficie de intercambio que se toma como referencia. En este caso será la superficie exterior de la tubería que separa los fluidos.
- $\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$, es la diferencia media logarítmica. ΔT_2 es la diferencia de temperaturas entre la salida del fluido caliente y la entrada del fluido frío. ΔT_1 es la diferencia de temperaturas entre la entrada del fluido caliente y la salida del fluido frío.

$$12540 = 1013,4 \cdot S_{ref} \cdot \frac{13 - 5}{\ln(13/5)}$$

$$S_{ref} = 1,48 \text{ m}^2$$

Es decir, es necesario un área de intercambio de 1,5 m² para que el agua fría eleve su nivel térmico hasta 30°C. Si se calcula la longitud del tubo del intercambiador sencillo planteado:

$$S_{ref} = 2\pi l \frac{D_{ext}}{2}; \quad l = \frac{S_{ref}}{\pi D_2} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

$$l = 39,2 \text{ m}$$

El resultado es que la longitud teórica del intercambiador debería ser cercana a 40 metros. Como se trata de dos tubos concéntricos muy finos, podría plantearse que el conjunto siga una trayectoria circular en forma de hélice para ocupar menos espacio, tal y como se muestra en la Figura 2.8. En ese caso, si el diámetro de la hélice es 20 cm, el número de vueltas que darían los tubos sería 63, y teniendo en cuenta el diámetro exterior del tubo exterior, la longitud de la hélice sería de 1,26 metros, tamaño más asequible.

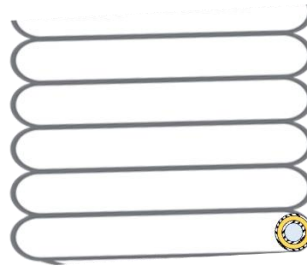


Figura 2.8. Configuración de tubo enrollado para el intercambiador de calor.

Otra alternativa sería plantear un tipo de intercambiador distinto, similar al de película por gravedad [8] presentado en el apartado 1.4. *Antecedentes y Estado del Arte*, en el cual el ACS circula a través de un serpentín que se enrolla en torno al desagüe de la bañera (ver Figura 2.9). En este caso, aunque los coeficientes globales cambiarían (pues ya no hay dos tubos concéntricos), se puede obtener una aproximación de cuál sería la longitud del serpentín. Si se considera un diámetro externo de tubería de desagüe de 10 cm, para que existiese la misma superficie de intercambio (1,48 m²) entre desagüe y serpentín, la longitud ocupada por este sería:

$$\pi \cdot 0,1 \cdot L = 1,48$$

$$L = 4,7 \text{ m}$$

Mucho menos que la longitud de tubo inicialmente planteada.

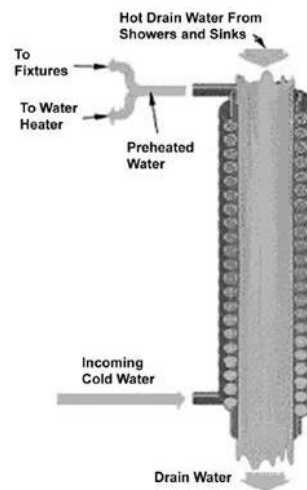


Figura 2.9. Intercambiador de película por gravedad presentado en [8].

Por último, si la superficie de intercambio se dividiese, por ejemplo, entre 15 placas cuadradas, manteniendo los valores de coeficiente global, cada placa tendría una superficie de 0,1 m² y unas de dimensiones de 32 cm de lado.

2. APROVECHAMIENTO ENERGÍA TÉRMICA DE LAS AGUAS RESIDUALES

Tabla 2.8. Resumen de temperaturas de entrada y salida, y dimensiones necesarias para la Opción 1.1.

CÁLCULOS INTERCAMBIADOR PRECALDERA					
Coeficiente global limpio	1570,5	W/m ² °C	Calor intercambiado	12540	W
Coeficiente global sucio	1013,4	W/m ² °C	DMLT	8,37	°C
FLUJOS MÁSICOS			Superficie intercambio	1,5	m ²
m _f	0,15	kg/s	Longitud tubería	39,2	m
m _{AR}	0,25	kg/s	Dimensiones 15 placas cuadradas	0,32	m
TEMPERATURAS					
Limitante	FRÍO				
T _{fe}	10	°C			
T _{fs}	30	°C			
T _{ce}	35	°C			
T _{cs}	23	°C			

A continuación, se muestran los resultados obtenidos para los demás valores de coeficientes globales calculados en el apartado *Determinación del Coeficiente global de Transferencia de Calor del Intercambiador* (ver Tabla 2.7).

Tabla 2.9. Opción 1.1. Evolución de las dimensiones del intercambiador necesarias para distintos casos de coeficientes globales planteados anteriormente.

CÁLCULO DEL ÁREA DE INTERCAMBIO PARA DIFERENTES COEFICIENTES GLOBALES				
U_{sucio} [W/m²°C]	617,3	1013,4	1289,3	1492,4
S_{int} [m²]	2,43	1,48	1,16	1,00
L_{tubería} [m]	64,4	39,2	30,8	26,6
L ocupada por serpentín (aprox) [m]	7,72	4,70	3,70	3,19
Lado placa cuadrada [m]	1,56	1,22	1,08	1,00
U_{limpio} [W/m²°C]	787,4	1570,5	2349,4	3124,2
S_{int} [m²]	1,90	0,95	0,64	0,48
L_{tubería} [m]	50,5	25,3	16,9	12,7
L ocupada por serpentín (aprox) [m]	6,06	3,04	2,03	1,53
Lado placa cuadrada [m]	1,38	0,98	0,80	0,69

CÁLCULO DEL AHORRO ECONÓMICO

El consumo de gas natural se habrá reducido debido al precalentamiento, y el calentador deberá elevar la temperatura del agua del circuito caliente de 30 a 60°C. Por lo tanto, recibirá en este segundo dispositivo el siguiente flujo (haciendo uso de la Ecuación 2.3):

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_{\text{caliente}} \cdot c_{p,\text{agua}} \cdot (T_{\text{ACS}} - T_{\text{fs}}) = 0,15 \cdot 4180 \cdot (60 - 30) = 18810 \text{ W}$$

Atendiendo al rendimiento del calentador (0,95, Ecuación 2.4):

$$\dot{Q}_{\text{comb}} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\eta} = \frac{18810}{0,95} = 19800 \text{ W}$$

El volumen de gas necesario en este caso será:

$$\dot{V}_{\text{gas}} = \frac{\dot{Q}_{\text{comb}}}{PCI_{\text{gas}}} = \frac{19800 \text{ W} \cdot 3600 \text{ s/h}}{36259,49 \cdot 10^3 \text{ J/Nm}^3} = 1,966 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

La Tabla 2.10 resume el ahorro energético, suponiendo un uso de la bañera de 4000 min/año:

Tabla 2.10. Ahorro energético de la Opción 1.1.

SIN RECUPERADOR			CON RECUPERADOR		
Calor útil calentador	31350	W	Calor útil calentador	18810	W
Calor necesario combustible	33000	W	Calor necesario combustible	19800	W
Vgas necesario	3,276	Nm ³ /h	Vgas necesario	1,966	Nm ³ /h
Energía térmica recuperada	3168		MJ/año		

Con el intercambiador se observa una reducción del 40% de la energía a aportar por el combustible, así como del gas natural utilizado sin recuperador. En términos económicos, suponiendo el mismo coste que en el problema base de 0,60 €/Nm³ gas, y un uso anual de la bañera de 4000 min/año, el ahorro económico será el siguiente:

2. APROVECHAMIENTO ENERGÍA TÉRMICA DE LAS AGUAS RESIDUALES

$$\begin{aligned}
 \text{ahorro anual} &= \dot{V}_{\text{gas ahorrado}} \cdot \text{coste Nm}^3 \cdot \text{demanda anual} = \\
 &= \frac{1,31 \text{ Nm}^3/\text{h} \cdot 0,60 \text{ €/Nm}^3 \cdot 4000 \text{ min/año}}{60 \text{ min/h}} = 52,40 \text{ €/año}
 \end{aligned}$$

El 40% del coste inicial. Supóngase un número de 500 bañeras como podría ser en un hospital; el ahorro anual ascendería a 26211 € ahorrados en un año, una cantidad muy significativa, según se muestra en la Tabla 2.11.

Tabla 2.11. Resumen del ahorro económico para la Opción 1.1.

AHORRO ECONÓMICO		
Coste del Nm ³	0,60	€/Nm ³
Demanda; uso anual	4000	min/año
Vgas ahorrado	1,311	Nm ³ /h
Ahorro económico	52,42	€/año
Suponiendo 500 aseos	26211	€/año

OPCIÓN 1.2: PRECALENTAR EL AGUA DEL CIRCUITO FRÍO

Se explora la posibilidad de colocar el mismo intercambiador para calentar el agua del circuito de agua fría destinada al grifo. Calcúlese el nuevo ahorro energético y económico, así como la superficie de intercambio necesaria para realizar la recuperación.

En este caso la instalación tendrá la siguiente forma (Figura 2.10):

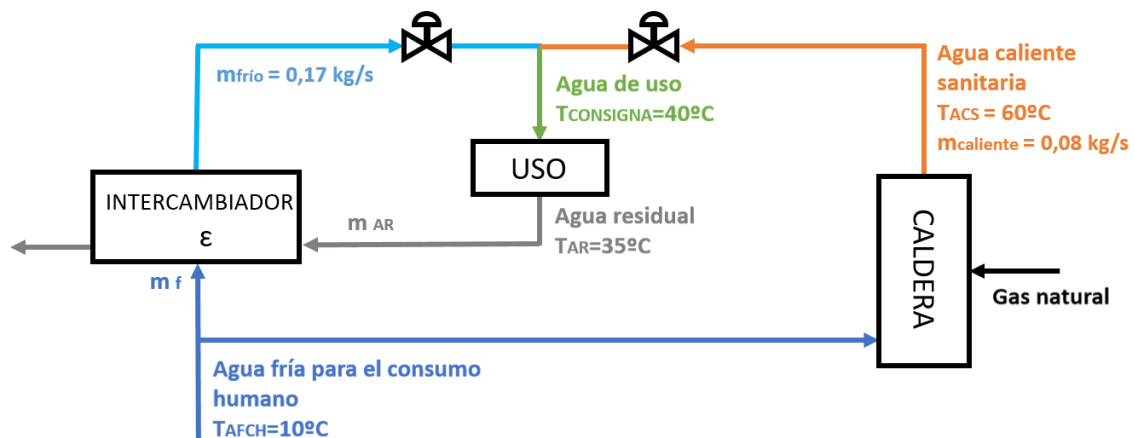


Figura 2.10. Esquema de la instalación con intercambiador de precalentamiento en el circuito de agua fría.

Se repite el problema. En este caso habrá que tener en cuenta que el agua no debe calentarse en el circuito frío por encima de la temperatura mínima demandada en la bañera. Esta alternativa es la más sencilla para implantar en una bañera convencional con grifo de mezcla. Cuanto mayor sea la temperatura del agua fría, menor será la demanda del agua del circuito caliente (ACS).

DETERMINACIÓN DE TEMPERATURAS DE SALIDA

Para calcular la temperatura a la salida del intercambiador se utiliza la efectividad de 0,8, y aplicando la Ecuación 2.14 se llega al mismo resultado que en el caso anterior:

$$0,8 = \frac{T_{fs} - 10}{35 - 10}$$

$$T_{fs} = 30^{\circ}\text{C}$$

Así se comprueba que, como las temperaturas de salida del intercambiador dependen de la efectividad, aunque por el circuito frío pase más flujo másico (0,17 kg/s frente a los 0,1 kg/s anteriores), las temperaturas de entrada y salida del fluido frío son las mismas que en el caso anterior. Es decir, el agua que se suministra a la toma de agua fría del grifo estará a 30°C. Para mantener los 40°C de temperatura de la mezcla en el grifo, los flujos másicos deben variar. Aplicando el sistema formado por las ecuaciones 1 y 2:

$$\dot{m}_{caliente} = \dot{m}_{total} \cdot \frac{T_{mezcla} - T_{AFCH}}{T_{ACS} - T_{AFCH}} = 0,25 \cdot \frac{40 - 30}{60 - 30} = 0,0833 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{frío} = \dot{m}_{total} - \dot{m}_{caliente} = 0,1667 \frac{kg}{s}$$

Lo que sí cambia con respecto al apartado anterior es el flujo de calor intercambiado ya que los flujos másicos del fluido frío y caliente no son los mismos. Aplicando la Ecuación 2.15 y tomando como \dot{m}_f el nuevo $\dot{m}_{frío}$ para este apartado, se obtiene el flujo de calor que recibe el fluido frío:

$$\dot{Q}_f = 0,1667 \frac{kg}{s} \cdot 4180 \frac{J}{kg^{\circ}C} \cdot (30 - 10)^{\circ}C = 13933,3 W$$

Conocido el flujo de calor intercambiado, se puede calcular la caída térmica de las aguas residuales, mediante la Ecuación 2.16:

$$T_{cs} = 35^{\circ}C - \frac{13933,3 W}{0,25 \frac{kg}{s} \cdot 4180 \frac{J}{kg^{\circ}C}}$$

$$T_{cs} = 21,7^{\circ}C$$

En la Figura 2.11 se muestran los perfiles de temperatura de los fluidos caliente y frío a lo largo del intercambiador en contracorriente. El flujo de calor intercambiado es mayor que en el caso anterior, y al conservarse el flujo de aguas residuales (0,25 kg/s), estas salen del intercambiador con una temperatura menor.

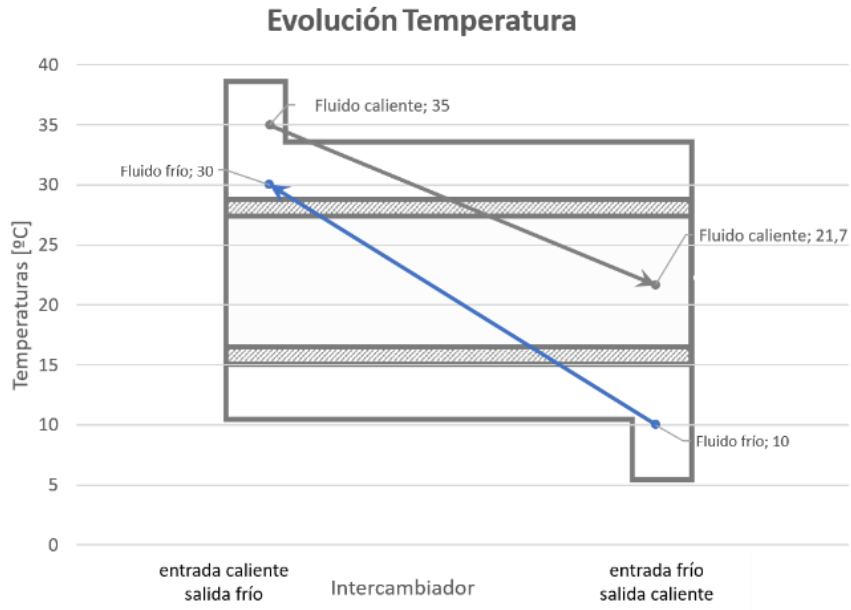


Figura 2.11. Gráfico de temperaturas de entrada y salida del intercambiador a contracorriente para la Opción 1.2.

CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR

Mediante la Ecuación 2.17, aplicando de nuevo el método DMLT, se calcula el área de intercambio necesario para el coeficiente global de intercambio sucio:

$$13933,3 = 1013,4 \cdot S_{ref} \cdot \frac{11,7 - 5}{\ln(11,7/5)}$$

$$S_{ref} = 1,75 \text{ m}^2$$

El resultado es una superficie de intercambio mayor que la necesaria en el caso anterior. La longitud de tubo necesaria, a través de la Ecuación 2.18, resulta:

$$l = 46,4 \text{ m}$$

Una longitud 7 metros mayor que la anterior. Enrollar los tubos concéntricos en una hélice de diámetro 20 cm, supone obtener un rollo de 73 vueltas y de 1,48 m de altura.

En la Tabla 2.12 se muestra un resumen de los parámetros utilizados y las dimensiones que serían necesarias para el intercambiador de tubos concéntricos y de placas.

Tabla 2.12. Resumen de temperaturas de entrada y salida, y dimensiones para la Opción 1.2.

CÁLCULOS INTERCAMBIADOR DE PRECALENTAMIENTO					
Coeficiente global limpio	1570,5	W/m ² °C	Calor intercambiado	13933,3	W
Coeficiente global sucio	1013,4	W/m ² °C	DMLT	7,87	°C
FLUJOS MÁSICOS			Superficie intercambio	1,75	m ²
m _f	0,1667	kg/s	Longitud tubería	46,4	m
m _{AR}	0,25	kg/s	Dimensiones 15 placas cuadradas	0,34	m
TEMPERATURAS					
Limitante	FRÍO				
T _{fe}	10	°C			
T _{fs}	30	°C			
T _{ce}	35	°C			
T _{cs}	21,7	°C			

Por otro lado, la longitud aproximada del también mencionado intercambiador de película por gravedad sería 5,56 metros, manteniendo el valor de coeficiente global. De igual forma, si se plantea un intercambiador de 15 placas cuadradas, las dimensiones de cada una de ellas para mantener el área de intercambio serían 34 cm de lado.

A continuación, la Tabla 2.13 muestra los resultados obtenidos para los demás valores de coeficientes globales calculados en el apartado *Determinación del Coeficiente global de Transferencia de Calor del Intercambiador*.

Tabla 2.13. Opción 1.2. Dimensiones de intercambiador para distintos coeficientes globales.

CÁLCULO DEL ÁREA DE INTERCAMBIO PARA DIFERENTES COEFICIENTES GLOBALES				
U_{sucio} [W/m²°C]	617,3	1013,4	1289,3	1492,4
S_{int} [m²]	2,87	1,75	1,37	1,19
L_{tubería} [m]	76,1	46,4	36,4	31,5
L ocupada por serpentín (aprox) [m]	9,13	5,56	4,37	3,78
Lado placa cuadrada [m]	1,69	1,32	1,17	1,09
U_{limpio} [W/m²°C]	787,4	1570,5	2349,4	3124,2
S_{int} [m²]	2,25	1,13	0,75	0,57
L_{tubería} [m]	59,7	29,9	20,0	15,0
L ocupada por serpentín (aprox) [m]	7,16	3,59	2,40	1,80
Lado placa cuadrada [m]	1,50	1,06	0,87	0,75

CÁLCULO DEL AHORRO ECONÓMICO

En este caso el circuito de agua caliente solo se ha visto afectado por el cambio del flujo de agua que circula por él, 0,0833 kg/s frente a los 0,15 del caso anterior. Por lo que se calcula el nuevo flujo de calor que debe recibir del calentador para calentarse desde 10 hasta 60°C:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_{\text{caliente}} \cdot c_{p,\text{agua}} \cdot (T_{\text{ACS}} - T_{f_s}) = 0,0833 \cdot 4180 \cdot (60 - 10) = 17416,7 \text{ W}$$

Atendiendo al rendimiento del calentador (0,95, Ecuación 2.4):

$$\dot{Q}_{\text{comb}} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\eta} = \frac{17416,7}{0,95} = 18333,3 \text{ W}$$

Con ello, el volumen de gas necesario será menor en este caso, pues el flujo de calor es menor:

$$\dot{V}_{\text{gas}} = \frac{\dot{Q}_{\text{comb}}}{PCI_{\text{gas}}} = \frac{18333,3 \text{ W} \cdot 3600 \text{ s/h}}{36259,49 \cdot 10^3 \text{ J/Nm}^3} = 1,82 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

La Tabla 2.14 resume el ahorro energético en 4000 min/año de uso:

Tabla 2.14. Ahorro energético de la Opción 1.2.

SIN RECUPERADOR			CON RECUPERADOR		
Calor útil calentador	31350	W	Calor útil calentador	17416,67	W
Calor necesario combustible	33000	W	Calor necesario combustible	18333,33	W
Vgas necesario	3,276	Nm ³ /h	Vgas necesario	1,820	Nm ³ /h
Energía térmica recuperada	3520		MJ/año		

Con el intercambiador en esta nueva configuración se observa una reducción del 44,4% de la energía a aportar por el combustible, así como del gas natural utilizado sin recuperador. Suponiendo de nuevo el mismo coste de 0,60 €/Nm³ gas, y un uso anual de la bañera de 4000 min/año, el ahorro económico será el siguiente:

$$\begin{aligned} \text{ahorro anual} &= \dot{V}_{\text{gas ahorrado}} \cdot \text{coste Nm}^3 \cdot \text{demanda anual} = \\ &= \frac{1,456 \text{ Nm}^3/\text{h} \cdot 0,60 \text{ €/Nm}^3 \cdot 4000 \text{ min/año}}{60 \text{ min/h}} = 58,25 \text{ €/año} \end{aligned}$$

Esto supone un aumento del ahorro económico en 5,85€. Suponiendo 500 bañeras el ahorro anual ascendería a 29123 € ahorrados en un año, una cantidad que supera en 5000 € al caso de la configuración anterior.

Tabla 2.15. Resumen del ahorro económico para la Opción 1.2.

AHORRO ECONÓMICO		
Coste del Nm ³	0,60	€/Nm ³
Demanda; uso anual	4000	min/año
Vgas ahorrado	1,456	Nm ³ /h
Ahorro económico	58,25	€/año
Suponiendo 500 aseos	29123	€/año

El ahorro de energía es mayor cuando se precalienta el agua del circuito frío que el del circuito caliente (se ahorra un 16% más de energía, proporción significativa). En la misma proporción, se reducen un 16% más las emisiones locales de CO₂ en el último caso. Para analizar si el ahorro económico real es mayor, sin embargo, es necesario comprobar si la inversión en el aumento del área de intercambio es compensada con los 6€ de aumento en ahorro económico que diferencian ambos casos.

Adicionalmente, esta solución es la que puede ser implementada directamente en la bañera, dado que no interviene el flujo de ACS que se tiene que calentar hasta 60°C.

OPCIÓN 1.3: PRECALENTAR EL AGUA DE AMBOS CIRCUITOS

Se explora la posibilidad de colocar el mismo intercambiador para calentar toda el agua fría destinada tanto al circuito frío como al caliente. Calcúlese el nuevo ahorro energético y económico, así como la superficie de intercambio necesaria para realizar la recuperación.

La instalación tendrá la siguiente forma:

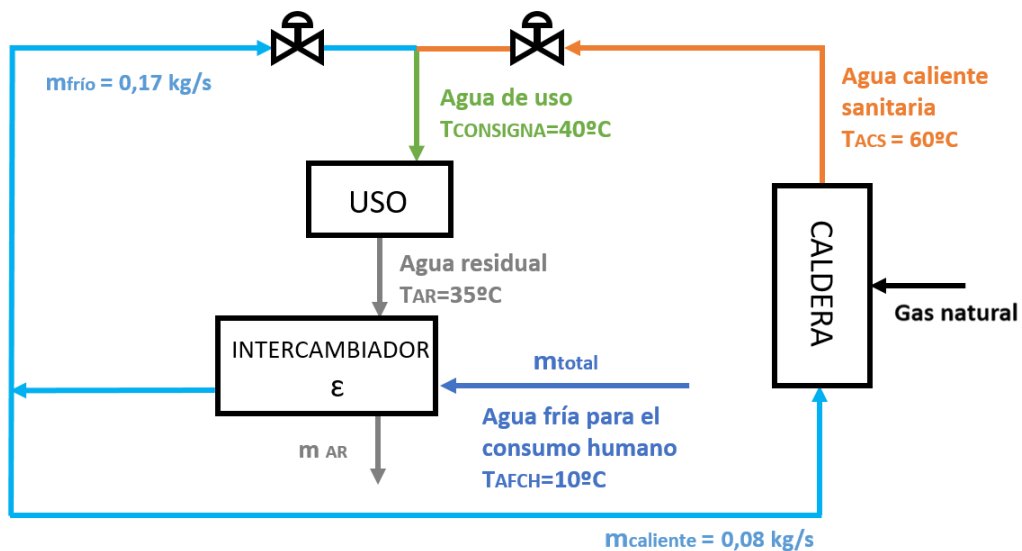


Figura 2.12. Esquema de la instalación con intercambiador de precalentamiento en ambos circuitos.

Se verá cuál es la diferencia entre precalentar cada circuito por separado, o precalentar todo el agua que entra en el circuito.

DETERMINACIÓN DE TEMPERATURAS DE SALIDA

En primer lugar, de nuevo la temperatura del agua de red a la salida del intercambiador será 30°C (fluido frío), porque la efectividad no ha cambiado y las temperaturas de entrada en el intercambiador son las mismas (10 y 35°C). El balance en el grifo para obtener los 40°C es por lo tanto el mismo, y los flujos máxicos vuelven a ser:

$$\dot{m}_{caliente} = 0,0833 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{frío} = 0,1667 \text{ kg/s}$$

El flujo de calor sí que cambiará, pues esta vez por el intercambiador pasa la misma cantidad de fluido frío que de fluido caliente. Aplicando la Ecuación 2.15 y 16, y tomando como \dot{m}_f el flujo másico total que entra en el sistema, se obtiene el flujo de calor que recibe el fluido frío, y la temperatura final de las aguas residuales:

$$\dot{Q}_f = 0,25 \text{ kg/s} \cdot 4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot (30 - 10)^\circ\text{C} = 20900 \text{ W}$$

$$T_{cs} = 35^\circ\text{C} - \frac{20900 \text{ W}}{0,25 \text{ kg/s} \cdot 4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C}}$$

$$T_{cs} = 15^\circ\text{C}$$

En principio, se trata del valor de flujo de calor recuperado más alto de todos los casos. Se comprobará a continuación qué ahorro energético y económico supone. En la Figura 2.13 se muestran los perfiles de temperatura donde, debido a que los tamaños térmicos de las dos corrientes son iguales, los perfiles de temperatura son paralelos.

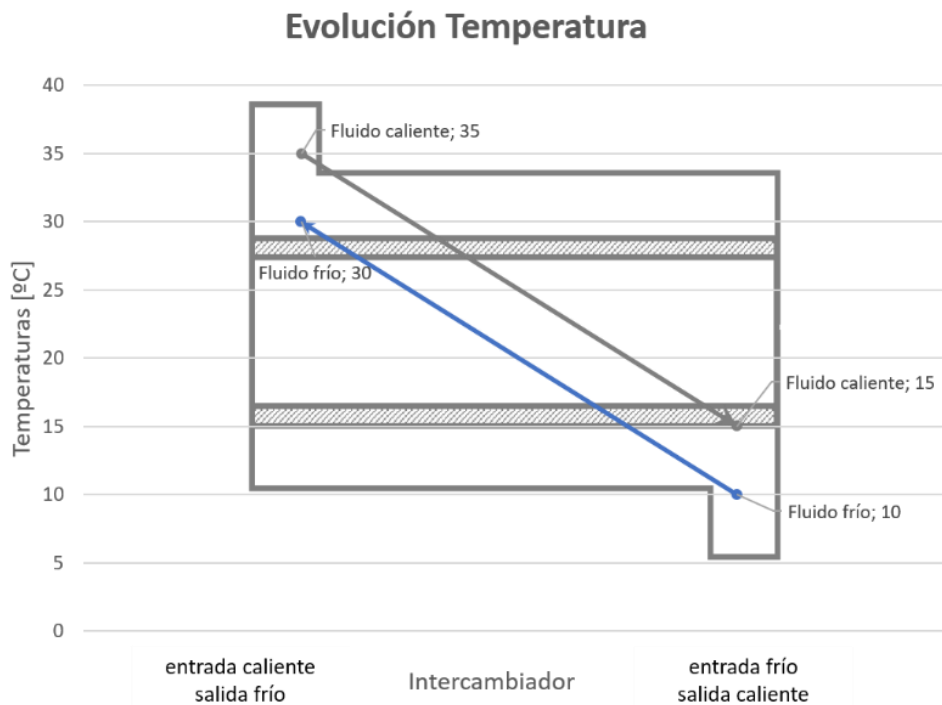


Figura 2.13. Gráfico de temperaturas de entrada y salida del intercambiador a contracorriente para la Opción 1.3.

CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR

Como se puede observar en la Figura 2.13, los perfiles de temperaturas en el fluido frío y caliente tienen la misma pendiente; es decir, la diferencia de temperaturas entre ambos es la misma a lo largo de todo el intercambiador, por lo que aplicando el método DMLT, el salto térmico es en este caso constante y de valor 5°C. Con fines didácticos, para calcular la superficie de intercambio se ha optado por aplicar el método NUT, utilizando gráficas. El Número de Unidades de Transmisión es un coeficiente que se calcula según la siguiente expresión:

$$NUT = \frac{U_{sucio} \cdot S_{ref}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{min}} \quad \text{Ecuación 2.19}$$

Se relaciona a través de tablas y gráficas con la efectividad del intercambiador y la relación de capacidad. La relación de capacidad se calcula como:

$$C_R = \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{máx}} \quad \text{Ecuación 2.20}$$

En este caso como las dos sustancias son agua, y los flujos son iguales, la relación de capacidad es 1 (precisamente por eso el salto de temperaturas es el mismo en ambos fluidos). En la Figura 2.14 se representa la gráfica en la que se introducirá el valor de la efectividad (ϵ) y la relación de capacidad, obteniendo el NUT:

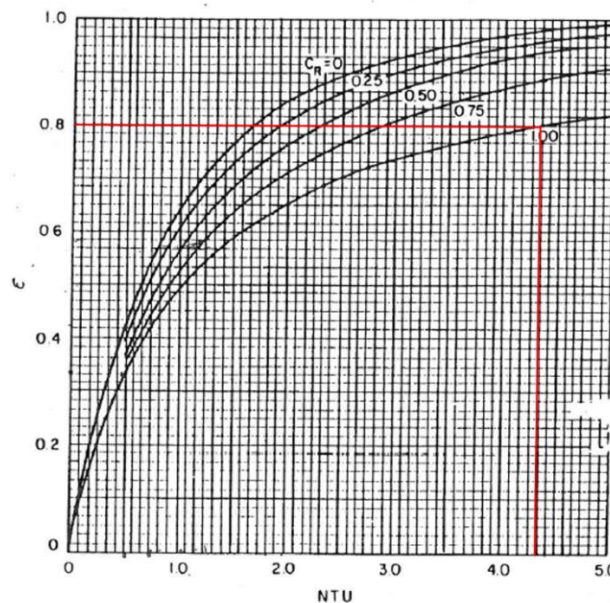


Figura 2.14. Gráfico NUT para intercambiador de tubos concéntricos contracorriente. Fuente: J. Rey, E. Velasco et al. [35].

El NUT resultante tiene un valor de 4,33. Por tanto:

$$S_{ref} = \frac{4,33 \cdot 0,25 \cdot 4180}{1013,4}$$

$$S_{ref} = 4,47 \text{ m}^2$$

Si se hubiera calculado por el método DMLT, la superficie sería de 4,12 m², valor muy similar al obtenido. El resultado es una superficie de intercambio muy grande, ya que representa casi el cuádruple de los valores de los casos anteriores. Es de esperar, dado que el flujo de calor recuperado también es mucho mayor. La longitud de tubo necesaria, a través de la Ecuación 13, resulta:

$$l = 118,5 \text{ m}$$

Una longitud que enrollada da lugar a una hélice de 20 cm de diámetro, 189 vueltas y 3,78 metros de altura. La configuración serpentín – desagüe de 10 cm de diámetro implica una longitud de intercambiador de 14,22 metros, un valor desproporcionado. Por último, este intercambiador necesitaría 5 placas de 1 m², 50 placas cuadradas de 30 cm de lado, o 30 placas de 40 cm de lado. Los resultados se resumen en la Tabla 2.16.

Tabla 2.16. Resumen de temperaturas de entrada y salida, y dimensiones para la Opción 1.3.

CÁLCULOS INTERCAMBIADOR DE PRECALENTAMIENTO					
Coeficiente global limpio	1570,5	W/m ² °C	Calor intercambiado	20900	W
Coeficiente global sucio	1013,4	W/m ² °C	CR	1	
FLUJOS MÁSICOS			NUT	4,33	
mf	0,25	kg/s	Superficie intercambio	4,47	m ²
m _{AR}	0,25	kg/s	Longitud tubería	118,5	m
TEMPERATURAS			Número de placas de 1 m ²	5	Ud.
Limitante	FRÍO				
T _{fe}	10	°C			
T _{fs}	30	°C			
T _{ce}	35	°C			
T _{cs}	15	°C			

A continuación, en la Tabla 2.17 se muestran los resultados obtenidos para los demás valores de coeficientes globales calculados en el apartado *Determinación del Coeficiente global de Transferencia de Calor del Intercambiador*.

Tabla 2.17. Opción 1.3. Dimensiones de intercambiador para distintos coeficientes globales.

CÁLCULO DEL ÁREA DE INTERCAMBIO PARA DIFERENTES COEFICIENTES GLOBALES				
U_{sucio} [W/m²°C]	617,3	1013,4	1289,3	1492,4
S_{int} [m²]	7,34	4,47	3,51	3,03
L_{tubería} [m]	194,6	118,5	93,2	80,5
L ocupada por serpentín (aprox) [m]	23,35	14,22	11,18	9,66
Lado placa cuadrada [m]	2,71	2,11	1,87	1,74
U_{limpio} [W/m²°C]	787,4	1570,5	2349,4	3124,2
S_{int} [m²]	5,75	2,88	1,93	1,45
L_{tubería} [m]	152,6	76,5	51,1	38,4
L ocupada por serpentín (aprox) [m]	18,31	9,18	6,14	4,61
Lado placa cuadrada [m]	2,40	1,70	1,39	1,20

CÁLCULO DEL AHORRO ECONÓMICO

Los efectos que esta configuración tiene sobre el calentador son, de nuevo, un cambio del flujo que circula por él (el mismo que en la opción 1.2), y un aumento de la temperatura de entrada al calentador (al igual que en la opción 1.1, un salto térmico de solo 30°C). Esto supone un nuevo valor de flujo de calor a aportar, que será menor que en los casos anteriores por ser menor tanto el flujo como el salto térmico.

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_{\text{caliente}} \cdot c_{p,\text{agua}} \cdot (T_{\text{ACS}} - T_{\text{fs}}) = 0,0833 \cdot 4180 \cdot (60 - 30) = 10450 \text{ W}$$

Atendiendo al rendimiento del calentador (0,95, Ecuación 2.4):

$$\dot{Q}_{\text{comb}} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\eta} = \frac{10450}{0,95} = 11000 \text{ W}$$

Con ello, el volumen de gas necesario será:

$$\dot{V}_{\text{gas}} = \frac{\dot{Q}_{\text{comb}}}{PCI_{\text{gas}}} = \frac{11000 \text{ W} \cdot 3600 \text{ s/h}}{36259,49 \cdot 10^3 \text{ J/Nm}^3} = 1,09 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Tabla 2.18. Ahorro energético de la Opción 1.3.

SIN RECUPERADOR			CON RECUPERADOR		
Calor útil calentador	31350	W	Calor útil calentador	10450	W
Calor necesario combustible	33000	W	Calor necesario combustible	11000	W
Vgas necesario	3,276	Nm ³ /h	Vgas necesario	1,092	Nm ³ /h
Energía térmica recuperada	5280		MJ/año		

La Tabla 2.18 resume el ahorro energético. La configuración desarrollada supone un ahorro en energía y en gas natural del 66,7%. Se trata del valor más alto obtenido. Suponiendo un coste de 0,60 €/Nm³ gas, y un uso anual de la bañera de 4000 min/año, el ahorro económico será el siguiente:

$$\begin{aligned} \text{ahorro anual} &= \dot{V}_{\text{gas ahorrado}} \cdot \text{coste Nm}^3 \cdot \text{demanda anual} = \\ &= \frac{2,184 \text{ Nm}^3/\text{h} \cdot 0,60 \text{ €/Nm}^3 \cdot 4000 \text{ min/año}}{60 \text{ min/h}} = 87,37 \text{ €/año} \end{aligned}$$

Esto supone un aumento del ahorro económico en 29€ con respecto a la opción 1.2. Suponiendo 500 bañeras el ahorro anual ascendería a 43685 € ahorrados en un año, una cantidad que supera en 15000 € al ahorro obtenido en la opción 1.2.

Aunque esta parece ser la elección más económica, se trata de un resultado engañoso, porque en contrapartida la superficie de intercambio necesaria para recuperar tales cantidades de calor era demasiado grande. Es decir, el coste de inversión, instalación y mantenimiento de un intercambiador tan grande puede hacer que dicho ahorro no sea tan significativo como aparenta cuando no se tienen en cuenta estos aspectos.

Tabla 2.19. Resumen del ahorro económico para la Opción 1.3.

AHORRO ECONÓMICO		
Coste del Nm ³	0,60	€/Nm ³
Demanda; uso anual	4000	min/año
Vgas ahorrado	2,184	Nm ³ /h
Ahorro económico	87,37	€/año
Suponiendo 500 aseos	43685	€/año

2.2.2. Recuperación por bomba de calor

El sistema de bomba de calor es un sistema mucho más complejo que un solo intercambiador de calor, ya que integra varios intercambiadores y otros elementos necesarios para realizar las transformaciones termodinámicas en el fluido refrigerante. Como se comentaba al inicio del apartado, requiere una aportación de trabajo externo que no se da en la recuperación estudiada en las últimas páginas, y que va a suponer un coste energético adicional. Sin embargo, es un sistema que no emite ningún tipo de gas de combustión, ya que la energía necesaria se aporta en forma de energía eléctrica.

La complejidad de un sistema como la bomba de calor pretenderá sustituir no solo al intercambiador de precalentamiento planteado, sino al propio calentador. Es decir, se pretende que toda la energía externa sea introducida en el balance a través del compresor, a la vez que la energía saliente en las aguas residuales se recircula a través del ciclo frigorífico. De esta manera, la sustitución total de la fuente de energía con emisiones de CO₂ tratará de compensar la gran envergadura del conjunto de dispositivos que conforma la bomba. A continuación, se analizará si el ciclo frigorífico es capaz de calentar todo el suministro de ACS sin ayuda de otros dispositivos de calentamiento convencionales.

A la postre, será necesario analizar si compensa la implantación de un sistema de estas características para suplir el calentamiento del agua de una sola bañera, o si, por el contrario, la bomba de calor es más eficiente para mantener el nivel térmico en sistemas de acumulación de ACS que involucren mayores demandas y suministros.

OPCIÓN 2.1: PRECALENTAR EL AGUA DEL CIRCUITO CALIENTE

El enunciado para la nueva resolución del problema base sería el siguiente:

Se trata de comprobar la viabilidad del sistema de bomba de calor para la recuperación del calor de las aguas residuales. Para ello, este se instala a la salida de la bañera, haciendo pasar las aguas residuales por el evaporador del sistema. Por otro lado, se hace pasar el flujo de agua fría del circuito caliente a través del condensador. Las características del ciclo frigorífico se resumen en la siguiente tabla:

DATOS BOMBA DE CALOR		
Refrigerante	HFC-134a	
Relación de compresión	4	
Evaporador		
Presión	3	bar
Temperatura	0	°C

Tabla 2.20. Datos de la bomba de calor de aguas residuales.

La Figura 2.15 representa la integración del ciclo en el sistema de saneamiento y suministro de ACS de la bañera:

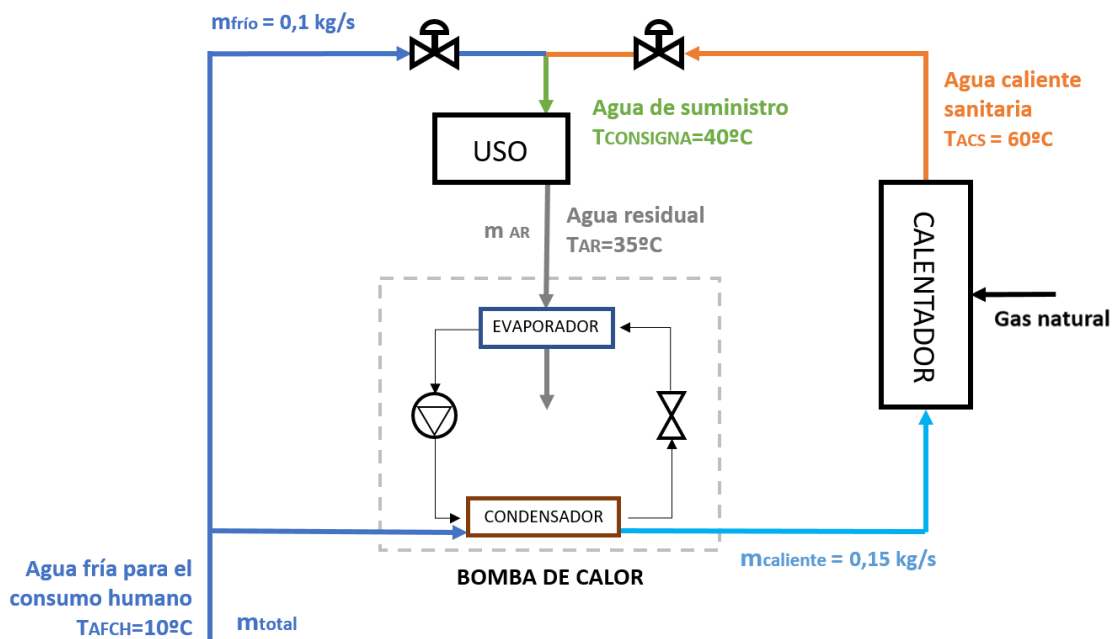


Figura 2.15. Esquema de la instalación con la bomba de calor en el circuito de agua caliente.

DETERMINACIÓN DE LA RECUPERACIÓN ENERGÉTICA

En primer lugar, el balance másico y energético en el grifo de la bañera es el mismo que en la Opción 1.1 de la recuperación con intercambiador; se precalienta solo el agua del circuito caliente, por lo que el agua del circuito frío llegará al grifo con 10°C, y el ACS con los 60°C de la normativa.

$$\dot{m}_{caliente} = 0,15 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{frío} = 0,1 \text{ kg/s}$$

Como se puede observar en la Tabla 2.21, fijadas la relación de compresión y la temperatura de evaporación del refrigerante HFC-134a en 0°C, se obtienen todos los demás datos con ayuda del diagrama P-h del refrigerante (Figura 2.16). Se ha escogido una temperatura de evaporación de 0°C para garantizar que, con el área de intercambio disponible en el evaporador, se produce un salto térmico considerable en las aguas residuales. Aumentar esta temperatura reduciría la potencia necesaria en el compresor y mejoraría el COP, pero el área de intercambio necesario para un mismo flujo de calor sería mayor (aumenta el flujo de calor absorbido).

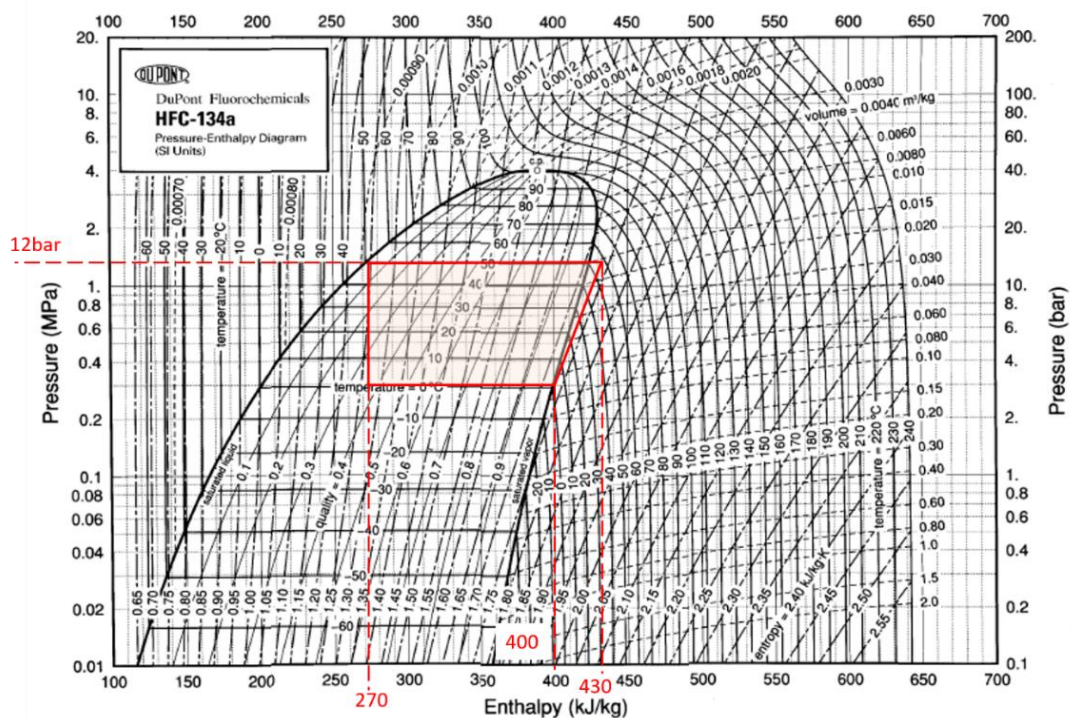


Figura 2.16. Ciclo frigorífico del HFC-134a, con condensación a 50°C.

La presión de baja es 3 bar, por lo que la de alta es 12 bar, correspondiente a una temperatura de condensación de 50°C. Este dato es de suma importancia, ya que por grande que sea el flujo de calor transmitido al ACS, esta no podrá superar el nivel térmico del fluido refrigerante que le cede el calor. Es decir, con una relación de compresión de 4, solo se podrá calentar el ACS hasta 50°C, y va a ser necesario seguir calentando mediante otro método hasta que alcance los 60°C necesarios.

Tabla 2.21. Datos obtenidos del diagrama del ciclo frigorífico con condensación a 50°C.

DATOS CICLO CON $T_{\text{cond}}=50^{\circ}\text{C}$		
Condensador		
Presión	12	bar
Temperatura	50	°C
Entalpías		
Entrada evaporador	270	kJ/kg
Entrada compresor	400	kJ/kg
Entrada condensador	430	kJ/kg
Entrada válvula de expansión	270	kJ/kg

Para que la temperatura final del ACS pudiera ser 60°C, sería necesario que la presión de alta fuese al menos 17 bar, como se puede observar en el diagrama del refrigerante (ver Figura 2.17). Esto supone un aumento del trabajo en el compresor. Se evaluará qué es más viable, si llevar el agua hasta 50°C y añadir un calentador a la salida del condensador, o aumentar el trabajo en el compresor para llevar la temperatura de condensación hasta 60°C.

Tabla 2.22. Datos obtenidos del diagrama del ciclo frigorífico con condensación a 60°C.

DATOS CICLO CON $T_{\text{cond}}=60^{\circ}\text{C}$		
Condensador		
Presión	17	bar
Temperatura	60	°C
Entalpías		
Entrada evaporador	290	kJ/kg
Entrada compresor	400	kJ/kg
Entrada condensador	435	kJ/kg
Entrada válvula de expansión	290	kJ/kg

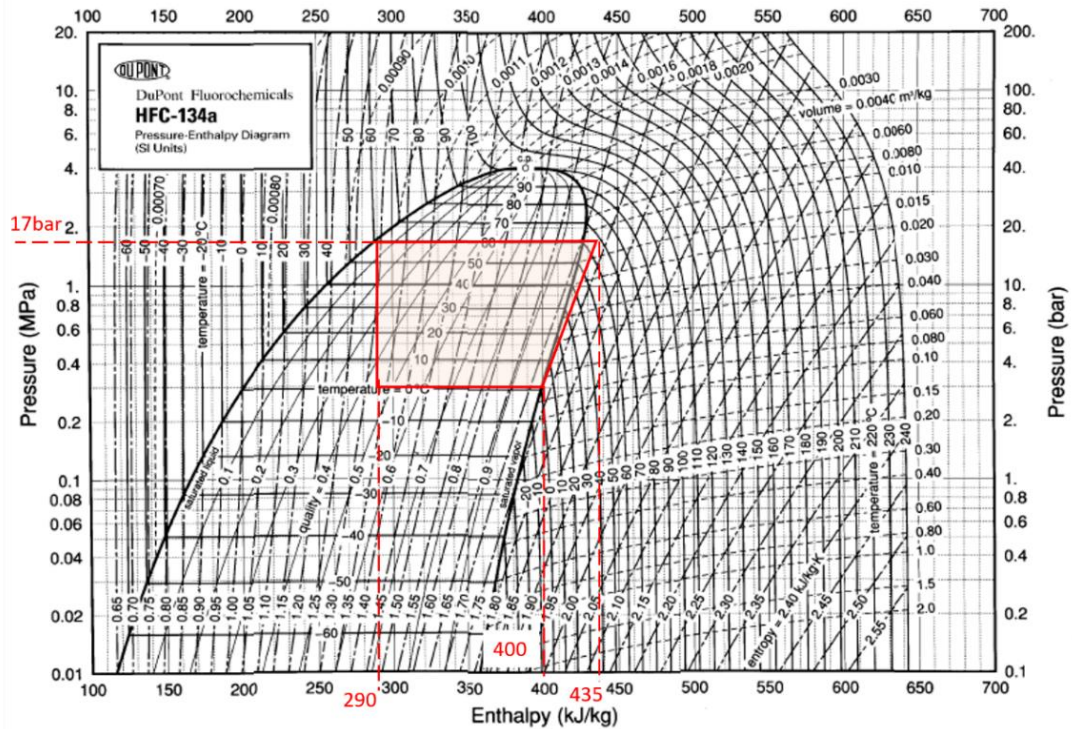


Figura 2.17. Ciclo frigorífico del HFC-134a, con condensación a 60°C.

Se supondrá que el intercambiador de cambio de fase de la bomba de calor que actúa como condensador tiene una efectividad de 1, es decir, el calor intercambiado es el máximo que el ACS podría recibir, y por tanto la temperatura final del ACS coincide con la temperatura de condensación. A continuación, se realiza el balance energético en el evaporador y condensador imponiendo como condición 50 o 60°C (se desarrollarán ambos casos paralelamente).

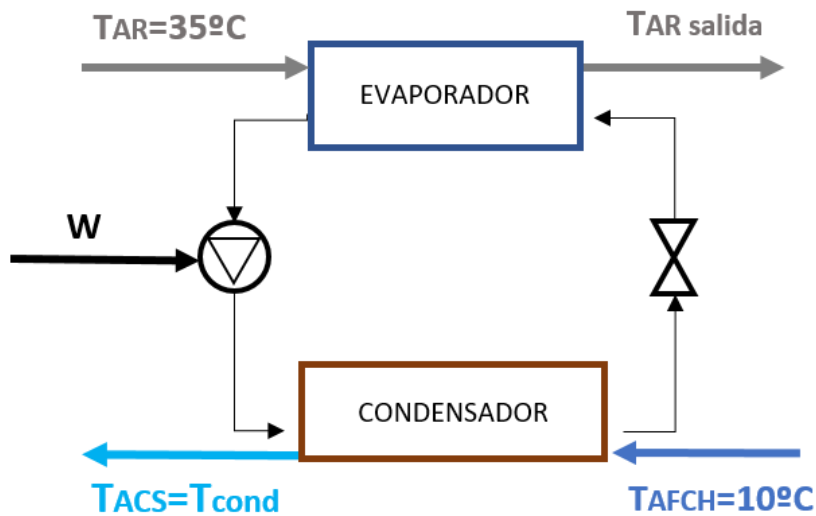


Figura 2.18. Esquema las temperaturas de entrada y salida en la bomba de calor.

En primer lugar, se calculará el flujo de calor en el condensador, sabiendo que el flujo de agua es el del circuito caliente, 0,15 kg/s, mediante la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{caliente} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{cond} - T_{AFCH}) \quad \text{Ecuación 2.21}$$

Calculado el flujo, y con los datos de entalpías de entrada y salida en el condensador, se puede calcular el flujo másico de refrigerante que circula por la bomba, mediante el balance siguiente:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{sal,cond} - h_{entrada,cond}) \quad \text{Ecuación 2.22}$$

Por otro lado, se calculará el flujo de calor en el evaporador, gracias al flujo másico de refrigerante y a las entalpías de entrada y salida. Este valor será determinante para evaluar si las aguas residuales transportan el calor suficiente para la recuperación.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{sal,evap} - h_{entrada,evap}) \quad \text{Ecuación 2.23}$$

Finalmente, con el balance en el evaporador se podrá calcular la temperatura del agua residual a la salida del mismo. El flujo másico de las aguas residuales es el total de la instalación:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{AR} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{AR,entrada} - T_{AR,salida}) \quad \text{Ecuación 2.24}$$

CONDICIÓN: T_{COND}=50°C	CONDICIÓN: T_{COND}=60°C
Flujo de calor en condensador (Ecuación 2.21):	Flujo de calor en condensador
$\dot{Q}_{cond} = 0,15 \cdot 4,18 \cdot (50 - 10) = 25,08 \text{ kW}$	$\dot{Q}_{cond} = 0,15 \cdot 4,18 \cdot (60 - 10) = 31,35 \text{ kW}$
Flujo másico de refrigerante (Ecuación 2.22):	Flujo másico de refrigerante:
$\dot{m}_{ref} = \frac{25,08}{(430 - 270)} = 0,157 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{ref} = \frac{31,35}{(435 - 290)} = 0,216 \text{ kg/s}$
Flujo de calor en evaporador (Ecuación 2.23):	Flujo de calor en evaporador:
$\dot{Q}_{evap} = 0,157 \cdot (400 - 270) = 20,38 \text{ kW}$	$\dot{Q}_{evap} = 0,216 \cdot (400 - 290) = 23,78 \text{ kW}$

Temperatura final aguas residuales (Ecuación 2.24):

$$T_{AR,salida} = 35 - \frac{20,38}{0,25 \cdot 4,18} = 15,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Temperatura final aguas residuales:

$$T_{AR,salida} = 35 - \frac{23,78}{0,25 \cdot 4,18} = 12,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Como se observa, en ambos casos las aguas residuales transportan el calor suficiente para llevar a cabo el proceso. La cesión de calor es posible porque la temperatura final del fluido caliente no es menor que 0°C, la temperatura de evaporación. El salto térmico que se produce en las aguas residuales es significativo, y el flujo de calor recuperado en ambos casos se encuentra en torno a 22000 W, que es similar al valor de calor recuperado en la Opción 1.3 del apartado de recuperación mediante intercambiador de calor, y mucho mayor que el valor de la Opción 1.1, donde se proponía implementar un intercambiador en el mismo lugar que esta bomba de calor (12,54 kW frente a los 22 kW recuperados en este caso).

La diferencia es que, en el caso de la bomba de calor, el flujo de calor transmitido al ACS es mayor que el recuperado del agua residual, a costa del aporte de trabajo en el compresor. Por ello la temperatura final del ACS es mayor que en el apartado del intercambiador simple (50 y 60°C frente a los 30°C a los que llegaba el agua fría del circuito caliente antes de pasar por el calentador).

Tabla 2.23. Datos de operación de la bomba de calor.

CONDICIÓN			CONDICIÓN		
Temperatura ACS tras bomba	50	°C	Temperatura ACS tras bomba	60	°C
Evaporador			Evaporador		
Calor absorbido del AR	20,38	kW	Calor absorbido del AR	23,78	kW
Condensador			Condensador		
Calor cedido al ACS	25,08	kW	Calor cedido al ACS	31,35	kW
Compresor			Compresor		
Trabajo realizado	4,703	kW	Trabajo realizado	7,57	kW
Flujo másico refrigerante	0,157	kg/s	Flujo másico refrigerante	0,216	kg/s
Temperatura final AR	15,5	°C	Temperatura final AR	12,2	°C
COPcal	5,3		COPcal	4,1	

DETERMINACIÓN DE TRABAJO APORTADO Y COSTES

Para calcular el ahorro energético hay que incluir el mencionado aporte de trabajo en el compresor, y la necesidad de un calentador/caldera auxiliar en el caso de $T_{ACS}=50^{\circ}\text{C}$.

El trabajo del compresor se puede calcular como la diferencia entre el calor cedido en el condensador y el absorbido en el evaporador.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evap} \quad \text{Ecuación 2.25}$$

Se calcula el COP de calefacción del ciclo a través de las entalpías:

$$COP_{cal} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \quad \text{Ecuación 2.26}$$

Como se trata de un suministro de energía eléctrica, el coste se calculará a través del precio del kWh. Se tomará el valor suministrado por Iberdrola (fecha de consulta: 2/3/20) de 0,13 €/kWh. Para obtener un valor de energía, a partir de los valores de flujo calculados, se supone el uso anual de la bañera de 4000 min/año, de manera que el coste anual será:

$$\text{coste anual} = \dot{W}_{comp} \cdot \text{coste kWh} \cdot \text{demanda anual} \quad \text{Ecuación 2.27}$$

CONDICIÓN: $T_{COND}=50^{\circ}\text{C}$

Trabajo compresor (Ecuación 2.25):

$$\dot{W}_{comp} = 25,08 - 20,38 = 4,703 \text{ kW}$$

COP de calefacción (Ecuación 2.26):

$$COP_{cal} = \frac{25,08}{4,703} = 5,3$$

Coste anual primer calentamiento (Ec.26):

$$\begin{aligned} \text{coste anual} &= \\ &= \frac{4,7 \text{ kW} \cdot 0,13 \text{ €/kWh} \cdot 4000 \text{ min/año}}{60 \text{ min/h}} = \\ &= 40,76 \text{ €/año} \end{aligned}$$

CONDICIÓN: $T_{COND}=60^{\circ}\text{C}$

Trabajo compresor:

$$\dot{W}_{comp} = 31,35 - 23,78 = 7,57 \text{ kW}$$

COP de calefacción:

$$COP_{cal} = \frac{31,35}{7,57} = 4,1$$

Coste anual del calentamiento:

$$\begin{aligned} \text{coste anual} &= \\ &= \frac{7,57 \text{ kW} \cdot 0,13 \text{ €/kWh} \cdot 4000 \text{ min/año}}{60 \text{ min/h}} = \\ &= 65,58 \text{ €/año} \end{aligned}$$

En el caso de $T_{cond} = 50^{\circ}\text{C}$, es necesario calentar el ACS 10°C más. Como el sistema de bomba de calor es limpio y no produce emisiones, para tratar de evitar procesos de combustión adicionales y suplir el salto térmico restante, se propone un calentamiento por resistencia eléctrica. La potencia que debe suministrar será precisamente la correspondiente al salto térmico de los 10°C , luego se calculará este valor y se sumará el coste para obtener el coste eléctrico del total.

$$\dot{Q}_{adicional} = \dot{m}_{caliente} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{final ACS} - T_{cond}) = 0,15 \cdot 4,18 \cdot 10 = 6,27 \text{ kW}$$

$$coste\ anual_{aportación\ eléctrica} = \frac{6,27 \text{ kW} \cdot 0,13 \text{ €/kWh} \cdot 4000 \text{ min/año}}{60 \text{ min/h}} = 54,34 \text{ €/año}$$

CONDICIÓN: $T_{COND}=50^{\circ}\text{C}$, resistencia	CONDICIÓN: $T_{COND}=60^{\circ}\text{C}$
$coste\ anual\ total = 40,76 + 54,34 = 95,10 \text{ €/año}$	$coste\ anual\ total = 65,58 \text{ €/año}$

Es decir; es más caro calentar solo hasta 50°C y recalentar mediante resistencia eléctrica, que aumentar la presión para calentar hasta 60°C .

¿Qué ocurrirá si en vez de aportar el calor restante con un calentador eléctrico, se hubiese hecho con una caldera convencional? Los 6,27 kW deberían ser suministrados en ese caso por el gas natural. Si el rendimiento de la caldera es 0,95, el flujo real a aportar sería 6,6 kW, y utilizando la Ecuación 2.6, se requeriría:

$$\dot{V}_{gas} = \frac{\dot{Q}_{comb}}{PCI_{gas}} = \frac{6600 \text{ W} \cdot 3600 \text{ s/h}}{36259,49 \cdot 10^3 \text{ J/Nm}^3} = 0,655 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

El coste anual de esta aportación adicional sería:

$$coste\ anual_{calor\ adicional} = \frac{0,655 \text{ Nm}^3/\text{h} \cdot 0,6 \text{ €/Nm}^3 \cdot 4000 \text{ min/año}}{60 \text{ min/h}} = 26,2 \text{ €/año}$$

CONDICIÓN: $T_{COND}=50^{\circ}\text{C}$, caldera	CONDICIÓN: $T_{COND}=60^{\circ}\text{C}$
$coste\ anual\ total = 40,76 + 26,20 = 66,96 \text{ €/año}$	$coste\ anual\ total = 65,58 \text{ €/año}$

Es decir, sigue siendo más caro calentar solo hasta 50°C mediante la bomba de calor, aunque el coste de la energía adicional que hay que suministrar es mucho menor si se utiliza una caldera de gas que un calentador eléctrico.

La conclusión que se puede extraer es que, eligiendo la relación de compresión de 4, hay que adoptar una solución de compromiso; si se calienta hasta 60°C con caldera de gas tras la bomba, el coste será menor que mediante otros métodos, pero se seguirá emitiendo CO₂ a la atmósfera. Sin embargo, si se calienta hasta 60°C con resistencia eléctrica tras la bomba, el coste será mucho mayor, pero se habrán eliminado las emisiones locales de CO₂. Cabe destacar que el uso de energía eléctrica no implica que no se produzcan las emisiones, ya que ésta se genera en muchos casos en centrales térmicas donde se queman combustibles fósiles. Sin embargo, cuando se trata de un edificio de “cero energía”, o de alta eficiencia energética, la energía eléctrica procederá de fuentes de origen renovable, habitualmente minieólica o fotovoltaica.

Parece evidente que la mejor opción es elevar la presión del condensador, si la instalación lo permite, para calentar directamente hasta 60°C, pues se trata del caso más económico a la vez que limpio y directo. A continuación, se calculan los valores de ahorro energético y económico.

DETERMINACIÓN DEL AHORRO ENERGÉTICO Y ECONÓMICO

a) CONDICIÓN: T_{COND}=50°C + calentamiento por resistencia eléctrica

El ahorro se calculará respecto al caso del problema base de calentamiento total por caldera de gas. En este caso el flujo de calor útil era 31,35 kW para un flujo de agua de 0,15 kg/s, siendo necesarios 33 kW en el combustible, y por tanto 3,276 Nm³/h de gas con un coste de 131,04 €/año. Este cálculo no figuraba anteriormente porque siempre se calculó directamente el coste ahorrado a través del volumen de gas ahorrado (ahora se ahorra todo el gas).

La energía necesaria en 4000 minutos era:

$$Q_{necesaria\ problema\ base} = 33000 \text{ J/s} \cdot 4000 \text{ min/año} \cdot 60 \text{ s/min} = 7920 \text{ MJ}$$

En este caso, el flujo total de energía a aportar es la suma de la aportada al compresor y a través de las resistencias eléctricas:

$$Q_{50^{\circ}\text{C},\text{resistencias}} = (4703 + 6270) \text{ J/s} \cdot 4000 \text{ min/año} \cdot 60 \text{ s/min} = 2634 \text{ MJ}$$

Por lo tanto, el ahorro energético es la diferencia:

$$Q_{\text{ahorrado}} = 7920 - 2634 = 5286 \text{ MJ}$$

En cuanto al ahorro económico, se prescinde totalmente del gas natural y se invierten 95,10 €/año en la bomba y el calentador, por lo que el ahorro resultante es:

$$\text{ahorro anual} = 131,04 - 95,10 = 35,94 \text{ €/año}$$

Si existieran 500 bañeras en el complejo, significaría un ahorro de 17970 €/año. Se trata del menor valor de ahorro económico del documento hasta este punto, puesto que ya se ha comprobado que es un método costoso.

b) CONDICIÓN: T_{COND}=50°C + calentamiento por caldera de gas

La energía aportada es ligeramente superior que en el caso de las resistencias eléctricas, pues lo que ha cambiado es la manera de suministrar el calor necesario para aumentar la temperatura hasta 60°C; el rendimiento de 0,95 de la caldera eleva el valor de energía a aportar en el combustible:

$$Q_{50^{\circ}\text{C},\text{caldera}} = (4703 + 6600) \text{ J/s} \cdot 4000 \text{ min/año} \cdot 60 \text{ s/min} = 2713 \text{ MJ}$$

$$Q_{\text{ahorrado}} = 7920 - 2713 = 5207 \text{ MJ}$$

En cuanto al ahorro económico, se invierten 66,96 €/año en la bomba y el gas natural, por lo que la diferencia es:

$$\text{ahorro anual} = 131,04 - 66,96 = 64,08 \text{ €/año}$$

Un valor de 32040 €/año si existieran 500 bañeras en el complejo, un valor superior a la media del ahorro logrado en los anteriores casos con un solo intercambiador.

c) CONDICIÓN: T_{COND}=60°C

Toda la energía es introducida externamente en el sistema mediante el compresor:

$$Q_{60^{\circ}\text{C}} = 7570 \text{ J/s} \cdot 4000 \text{ min/año} \cdot 60 \text{ s/min} = 1,817 \cdot 10^3 \text{ MJ}$$

Por lo que el ahorro es el mayor:

$$Q_{\text{ahorrado}} = 7920 - 1817 = 6103 \text{ MJ}$$

El coste anual de la energía aportada en la bomba de calor es 65,58 €/año, por lo que se ha ahorrado con respecto a la no recuperación:

$$\text{ahorro anual} = 131,04 - 65,58 = 65,46 \text{ €/año}$$

Es decir, este es el método más barato de los tres expuestos (utilizando bomba de calor), y a la vez el que tiene más capacidad de recuperación. Sin embargo, el ahorro económico no es tan grande como el logrado en algunos casos de recuperación con solo intercambiador de calor.

Tabla 2.24. Resumen del ahorro de gas y económico para cada uno de los casos presentados.

AHORRO	T _{cond} =50°C con calentamiento adicional		T _{cond} =60°C
	con caldera de gas	con calentador eléctrico	
Coste del Nm ³ (€/Nm ³)	0,60	-	-
Vgas ahorrado (Nm ³ /h)	2,621	3,276	3,276
Ahorro económico (€/año)	64,08	35,94	65,46
Suponiendo 500 lavabos (€/año)	32040	17970	32730

La conclusión es que las aguas residuales portan la energía térmica suficiente para calentar el ACS hasta 60°C mediante una bomba de calor. Además, cuando se impone una temperatura de condensación capaz de llevar directamente el agua a 60°C, se obtiene el mayor valor de energía recuperada, por encima de todos los casos del apartado 2.2.1. (recuperación mediante intercambiador).

En el apartado siguiente cabe esperar el análisis de las consecuencias de implementar esta bomba de calor para calentar el agua solo del circuito frío, así como ambos circuitos simultáneamente, pero aquí se justifica por qué no es necesario. Se busca un sistema de bomba de calor no solo capaz de recuperar el calor de las aguas

residuales, sino de suministrar toda la energía necesaria para calentar el agua hasta 60°C. No tiene sentido por tanto recircular el calor residual al circuito frío mediante bomba de calor, porque:

- Habría que seguir aportando calor al circuito caliente mediante algún dispositivo.
- A mayores, se estaría aportando un trabajo en el compresor no destinado a calentar el ACS del circuito caliente, sino a elevar un poco la temperatura del circuito frío. No se estaría explotando el potencial de calentamiento del sistema.

Tampoco tiene sentido utilizar la bomba de calor para calentar ambos circuitos simultáneamente, porque el resultado sería dos circuitos de agua a 60°C.

OPCIÓN 2.2: COMBINACIÓN INTERCAMBIADOR Y BOMBA

Existe una posibilidad a valorar: la de combinar el sistema de intercambiador de aguas residuales en serie con la bomba de calor. El objetivo sería extraer, en primer lugar, calor de las aguas residuales mediante el intercambiador para calentar el agua del circuito frío, al igual que se planteó en la opción 1.2. En este caso las aguas residuales aún tendrían un nivel térmico suficiente ($21,7^{\circ}\text{C}$) para seguir cediendo calor al evaporador de la bomba de calor, la cual únicamente se emplearía para calentar el agua del circuito caliente de 10 a 60°C . A continuación, se muestra la configuración ya descrita:

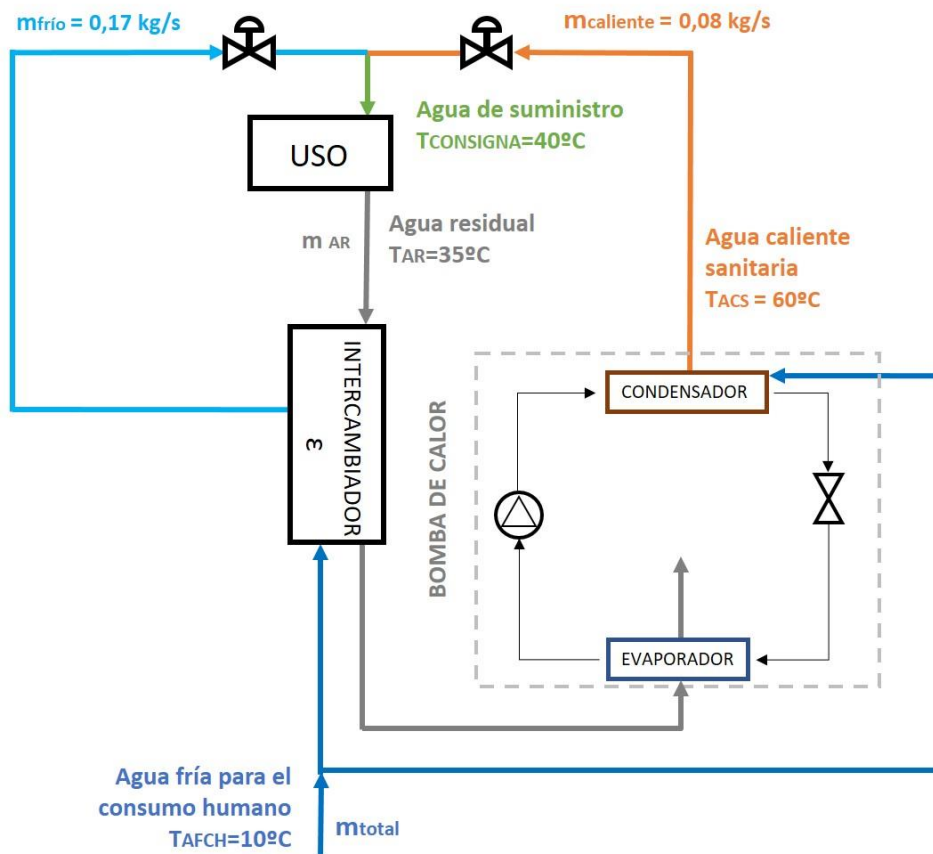


Figura 2.19. Esquema de la instalación con bomba de calor en el circuito de agua caliente, e intercambiador en el circuito de agua fría.

Como se trata de una combinación de los casos anteriores, se presentarán directamente los resultados (Tablas 2.25, 2.26 y 2.27).

Tabla 2.25. Resumen de temperaturas de entrada y salida, y dimensiones del intercambiador para la Opción 2.2.

CÁLCULOS INTERCAMBIADOR ZONA FLUJO FRÍO					
Coeficiente global limpio	1570,5	W/m ² °C	Calor intercambiado	13933,3	W
Coeficiente global sucio	1013,4	W/m ² °C	DMLT	7,87	°C
			Superficie intercambio	1,75	m ²
mf	0,17	kg/s	Longitud tubería	46,35	m
mc	0,25	kg/s	Dimensiones placa cuadrada	1,32	m
Limitante	FRÍO				
Tfe	10	°C			
Tfs	30	°C			
Tce	35	°C			
Tcs	21,7	°C			

Tabla 2.26. Datos de operación de la bomba de calor.

DATOS BOMBA DE CALOR			CÁLCULOS BOMBA DE CALOR ZONA FLUJO CALIENTE		
Refrigerante	HFC-134a		CONDICIÓN		
Relación de compresión	5,7		Temperatura ACS tras bomba	60	°C
Evaporador			Evaporador		
Presión	3	bar	Calor absorbido del AR	13,21	kW
Temperatura	0	°C	Condensador		
Condensador			Calor cedido al ACS	17,42	kW
Presión	17	bar	Compresor		
Temperatura	60	°C	Trabajo realizado	4,20	kW
Entalpías					
Entrada evaporador	290	kJ/kg	Flujo másico refrigerante	0,120	kg/s
Entrada compresor	400	kJ/kg	Temperatura final AR	9,0	°C
Entrada condensador	435	kJ/kg			
Entrada válvula de expansión	290	kJ/kg	COPcal	4,1	

Tabla 2.27. Resumen del ahorro energético y económico, y reducción de emisiones de CO₂.

AHORRO			
Energía recuperada intercambiador	3344	MJ/año	Energético
Energía recuperada evaporador	3171	MJ/año	
Energía total recuperada	6515	MJ/año	
Energía consumida anualmente	1009	MJ/año	
Ahorro de energía	6911	MJ/año	
Vgas ahorrado	3,276	Nm ³ /h	Emisiones
Disminución CO₂ anual/bañera	0,86	toneladas/año	
Ahorro económico	94,62	€/año	Económico
Suponiendo 500 aseos	47310	€/año	

Como se puede observar, se trata del caso en el que se han logrado los mayores valores de ahorro, tanto energético como económico, con casi 100 € y 7000 MJ de ahorro anual (un 72% del coste inicial). Se puede prescindir completamente de la caldera y por tanto es una instalación limpia y libre de emisiones locales, con un ahorro de 0,86 toneladas de CO₂ al año.

Los principales inconvenientes que puede presentar este sistema son sus dimensiones, así como el coste inicial que puede suponer disponer de una bomba de calor y un intercambiador a mayores para tan solo una bañera. Sería necesario realizar un estudio de mercado para calcular dicho coste de inversión, así como el tiempo de amortización, considerando el ahorro calculado respecto a otras tecnologías. Dicho coste puede merecer la pena, teniendo en cuenta la buena calificación energética con la que contaría el sistema.



A continuación, se presentará una tabla comparativa del ahorro de todos los casos estudiados hasta este punto del documento.

Tabla 2.28. Comparación del ahorro energético y económico de cada caso, así como de la reducción de emisiones de CO₂ y las características de cada sistema de recuperación propuesto en el apartado 2.2.

MODO DE RECUPERACIÓN		VOLUMEN DE GAS NECESARIO [Nm ³ /h]	DISMINUCIÓN EMISIONES DE CO ₂ [ton/año y bañera]	AHORRO ENERGÉTICO [MJ/año y bañera]	AHORRO ECONÓMICO [€/año y bañera]	DIMENSIONES INTERCAMBIADOR (longitud tubo, [m])	COP CICLO FRIGORÍFICO	
SIN RECUPERACIÓN		3,276	-	-	-	-	-	
INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUAS RESIDUALES-ACS	Opción 1.1: precalentar el circuito caliente	1,966	0,34	3168	52,42	39,20	-	
	Opción 1.2: precalentar el circuito frío	1,820	0,38	3520	58,25	46,35	-	
	Opción 1.3: precalentar ambos circuitos	1,092	0,57	5280	87,37	118,53	-	
BOMBA DE CALOR DE AGUAS RESIDUALES	Opción 2.1: calentar el circuito caliente	T _{cond} = 50°C y calentador eléctrico	0	0,86	5287	35,96	-	5
		T _{cond} = 50°C y caldera de gas	0,655	0,69	5207	64,09	-	5
		T _{cond} = 60°C	0	0,86	6104	65,47	-	4
	Opción 2.2: intercambiador circuito frío, bomba circuito caliente	0	0,86	6911	94,62	46,35	4	

2.3. INTERCAMBIO INSTANTÁNEO VS ACUMULACIÓN DE CALOR

Todos los sistemas explicados anteriormente tienen en común que suponen el suministro de calor y la demanda de ACS de manera simultánea a la producción de aguas residuales. Esto era posible porque se trataba de un sistema individualizado, en el que todo el ACS calentado sería utilizado en la bañera, sin necesidad de guardar parte para un uso posterior.

Al analizar un ciclo de cualquiera de estos sistemas, surge la necesidad de suministrar un flujo de calor inicial que permita comenzar la recirculación planteada; es decir, será necesario calentar de alguna forma durante un primer momento el ACS, para que tanto el intercambiador como la bomba de calor puedan extraerlo de las aguas residuales y recircularlo de nuevo. Este es el primer problema que presentan este tipo de sistemas: siempre hará falta una aportación de calor inicial que permita comenzar la recuperación. En un supuesto almacenamiento previo, esto no es inconveniente.

Por otro lado, cuando la instalación no consiste en una sola bañera, sino en un conjunto de puntos de demanda de ACS, tales como los baños de un edificio, el calentamiento simultáneo presenta algunos inconvenientes. En primer lugar, sería necesario instalar un intercambiador o bomba de calor por bañera/ducha, aumentando el coste de inversión y el volumen de la instalación de calentamiento. Esto se une a que las aguas residuales fluyen a través de los conductos de saneamiento, los cuales confluyen para mezclar las aguas grises de otros aseos poco después de ser desalojadas. Una posible solución sería precalentar el ACS antes de dividir el flujo hacia los distintos destinos, mediante el flujo total de aguas residuales proveniente de todos estos puntos de demanda. Esto supondría un replanteamiento de las redes de suministro y saneamiento para posibilitar que físicamente confluyen en un intercambiador o bomba de mayor dimensión. En esta nueva disposición, además, se podría aprovechar el agua gris enfriada para el suministro de AFCH en inodoros, donde no es necesario que el agua sea potable, ni que tenga un nivel térmico determinado.

En todo caso, producir ACS en el momento de consumo no garantiza la disponibilidad de agua caliente en caso de avería, por lo que la acumulación dota a la instalación de mayor fiabilidad. Por ello, en edificios como un complejo hospitalario, es necesario disponer de una reserva de ACS en todo momento.

2.3.1. Planteamiento general

El nuevo problema base será similar al anterior, con la diferencia de que en este caso se acumulará el ACS en un depósito previo al consumo, el cual recibirá el calor de una caldera. A continuación, se definen las características del nuevo sistema:

Se considera el consumo de 500 bañeras o duchas a las que llega un caudal mínimo de 15 l/min. El uso diario de cada bañera será de 11 minutos (los 4000 min anuales planteados anteriormente), y la mayoría de las duchas o baños se producirán en la misma franja horaria, de 8:00 a 10:00.

La temperatura de red sigue siendo 10°C, y la temperatura en el desagüe alcanza los 35°C. La temperatura de consigna del ACS es 60°C para evitar la Legionella, aún más ahora que se acumulará el agua caliente.

El agua se calentará en el depósito mediante un intercambiador de camisa de tanque, a través de un circuito de agua secundaria que transporta el calor de la caldera hasta el depósito.

En el problema se parte de un depósito de agua ya caliente, de manera que la caldera aportará la energía necesaria para:

- *calentar el AFCH que entra en cada momento al depósito (instantáneamente).*
- *para suplir las pérdidas de calor que puedan producirse durante el día.*

La forma de la nueva instalación se muestra en la Figura 2.20:

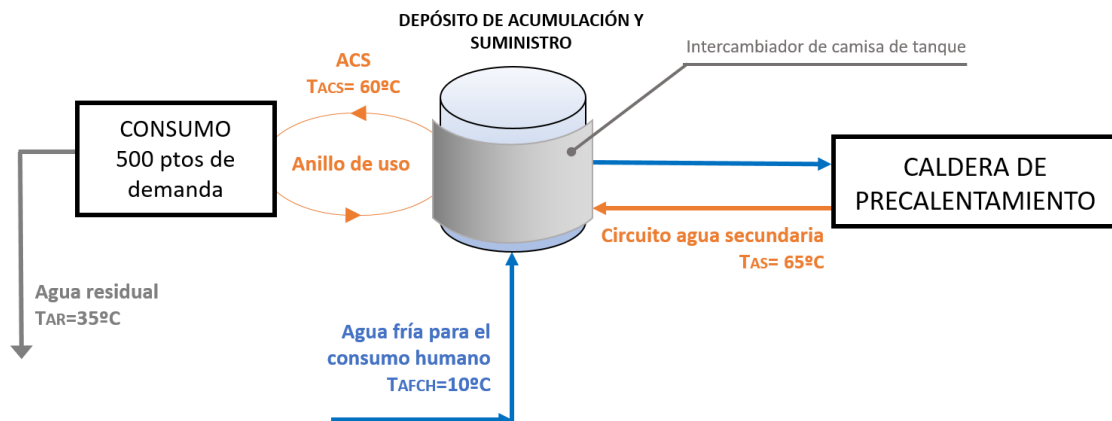


Figura 2.20. Esquema general de la instalación con acumulación y sin recuperación.

CÁLCULO DE LA DEMANDA: SIMULACIÓN DE SIMULTANEIDAD

El objetivo general será analizar el sistema desacoplando la producción de ACS con la de aguas residuales, mediante depósitos que independizan la demanda de calor de la demanda de ACS. En este apartado se resolverá el problema de simultaneidad de funcionamiento de los puntos de demanda, y en los posteriores se llegará a la solución que desacopla demanda de calor y de ACS.

Este nuevo enfoque permite plantear una situación en la que no todas las duchas están funcionando a la vez (esto supondría que en 11 minutos se consume todo el ACS), sino que cada utilización de la bañera se produce en algún momento a lo largo de las dos horas establecidas. Esto no influirá en la cantidad de energía térmica a aportar, pues tanto el número de duchas como el flujo de ACS por cada una de ellas es el mismo. Sin embargo, sí que cambia la potencia del sistema de calentamiento, es decir, el flujo de calor aportado, ya que la energía térmica se suministra en distinta proporción a lo largo de las dos horas establecidas, y no en su totalidad durante 11 minutos.

La potencia necesaria puede ser por tanto menor de la que cabría esperar para una cantidad tan elevada de ACS consumido instantáneamente. Interesa realizar un estudio para comprobar cuál es el máximo número de duchas que podrían estar funcionando simultáneamente, y cómo influye esto en la potencia máxima necesaria. Para ello, se ha realizado una simulación con las siguientes características:

- Se ha discretizado el tiempo de suministro de ACS, tomando cada uno de los 120 minutos como un instante discreto.
- Mediante la herramienta Excel, con el comando *DISTR.NORM.N(X; media; desv.típ; no acumulativo)*, se ha generado para la variable “minuto en que la bañera comienza a funcionar” una distribución normal de media 60 minutos (centro del intervalo de duchas), y desviación típica 30 minutos, en principio. La intención es asignar a cada variable discreta (cada minuto del período) un porcentaje de duchas que entran en funcionamiento en ese instante, de manera que, a lo largo de los 120 minutos, la suma de todos los porcentajes sea cercana a 100%, es decir, casi todas las duchas se hayan puesto en marcha. El resultado se muestra en el gráfico de la Figura 2.21, y se justifica teóricamente la elección de dicha distribución. El 4,6% restante corresponde con un posible puntual no habitual de la instalación.

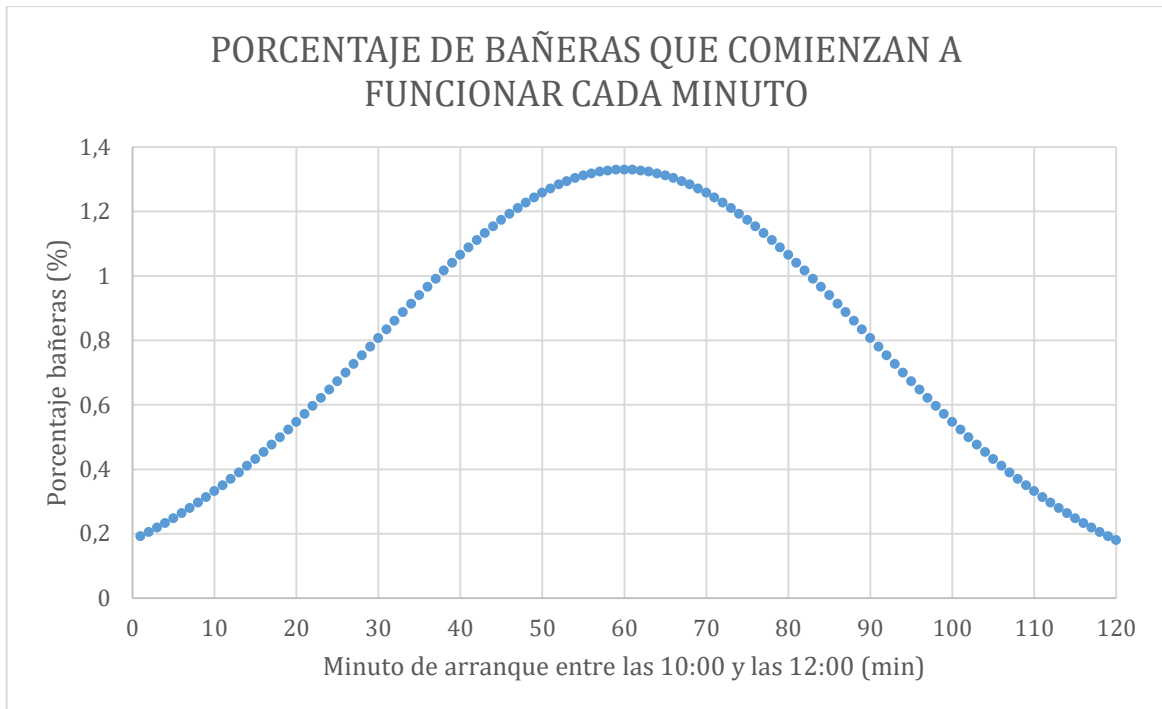


Figura 2.21. Gráfico del porcentaje de bañeras que comienzan a funcionar cada minuto, con media 60 min y desviación típica 30 min. El total suma un 95,4%, dando un margen para la posibilidad de duchas aisladas en otro momento del día.

JUSTIFICACIÓN: TEOREMA CENTRAL DEL LÍMITE

Se conoce como “efecto límite central” al hecho de que cuando una variable X es el resultado de la contribución pequeña de muchas causas independientes, el modelo normal suele ser un patrón razonable para el comportamiento de dicha variable [36].

La variable “número de bañeras que comienzan a funcionar en cada minuto” reúne las condiciones necesarias para considerar que sigue una distribución normal. Se considerará que es máxima para el valor medio de 60 min (centro del intervalo).

- A continuación, aplicando los porcentajes al número total de duchas, y redondeando para obtener números naturales, se obtiene el número de bañeras que comienzan a funcionar cada minuto, sumando un total de 476 duchas puestas en marcha durante las dos horas. El resultado se muestra en el diagrama de barras de la Figura 2.22. El número de bañeras aumenta escalonadamente hasta un máximo de 7 cada minuto en torno al minuto 60.

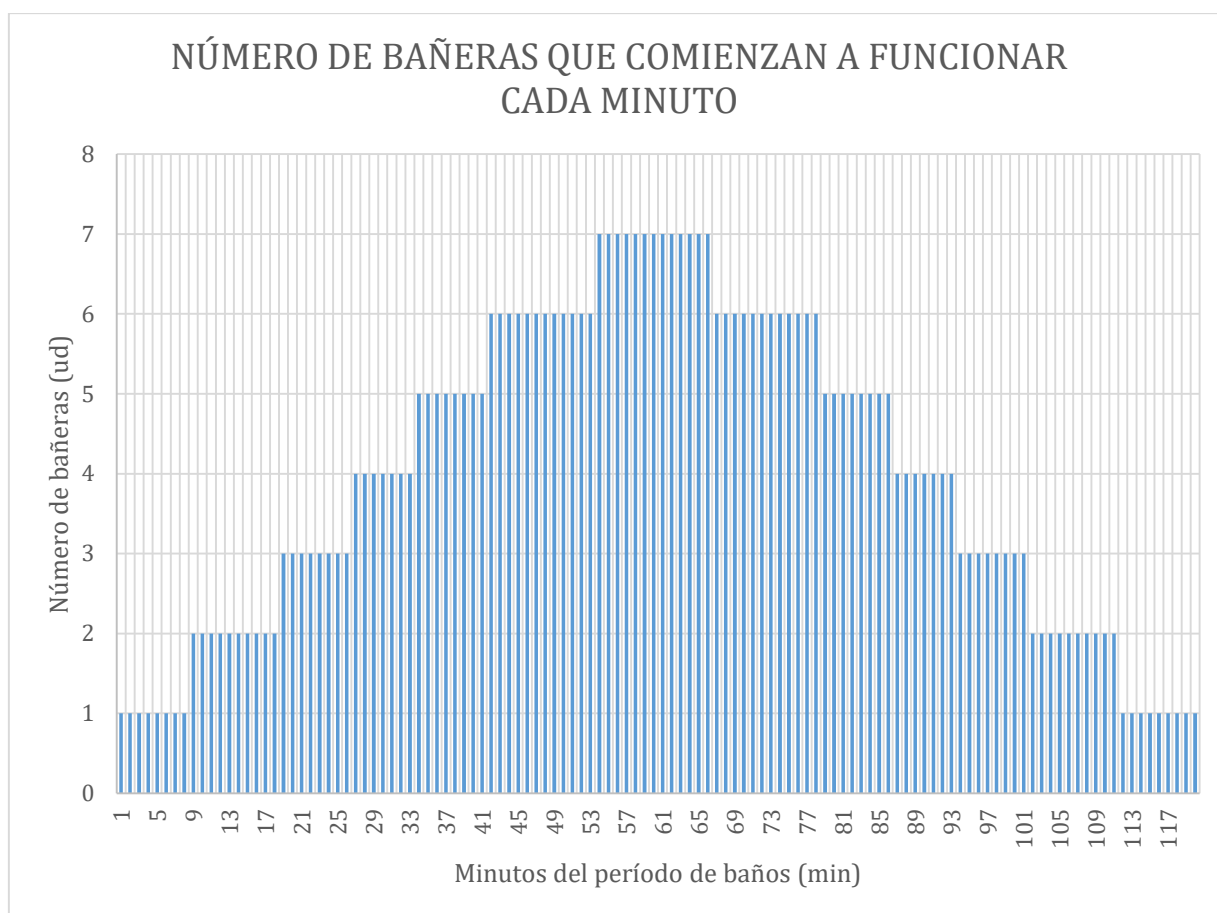


Figura 2.22. Diagrama de barras del número de bañeras que arrancan en cada momento. El máximo son 7 por minuto entre el minuto 54 y 66 del intervalo.

- Finalmente, el dato de interés es el número de bañeras que funcionan simultáneamente en cada momento. Para ello, se tiene en cuenta la duración de cada baño/ducha, establecida en 11 minutos. Esto implica que:
 - Entre el minuto 1 y el 10, cada bañera que se pone en marcha aumenta el número de bañeras funcionando simultáneamente, porque ninguna de las anteriores ha dejado aún de funcionar.
 - A partir de minuto 11, las primeras bañeras que se activaron cesan su funcionamiento, y otras nuevas comienzan a ser usadas. Para conocer cuántas bañeras están siendo utilizadas a la vez, hay que sumar el número de ellas que han comenzado a funcionar 11 minutos antes del momento evaluado. Por ejemplo, en el minuto 31 hay 38 bañeras funcionando, que es la suma de todas las bañeras que han comenzado a funcionar desde el minuto 21 hasta el 31 incluido (ver Tabla 2.29).

Tabla 2.29. Simulación de simultaneidad de las bañeras desde las 8:20 hasta las 8:31 h.

Momento actual desde las 8:00. [min]	Número de bañeras que comienzan a funcionar cada minuto	Número de bañeras funcionando simultáneamente
20	3	24
21	3	25
22	3	26
23	3	27
24	3	28
25	3	29
26	3	30
27	4	32
28	4	34
29	4	36
30	4	37
31	4	38

La Figura 2.23 muestra el diagrama de barras que representa el número de bañeras que funcionan simultáneamente cada minuto (columna 3 completa de la Tabla 2.29).

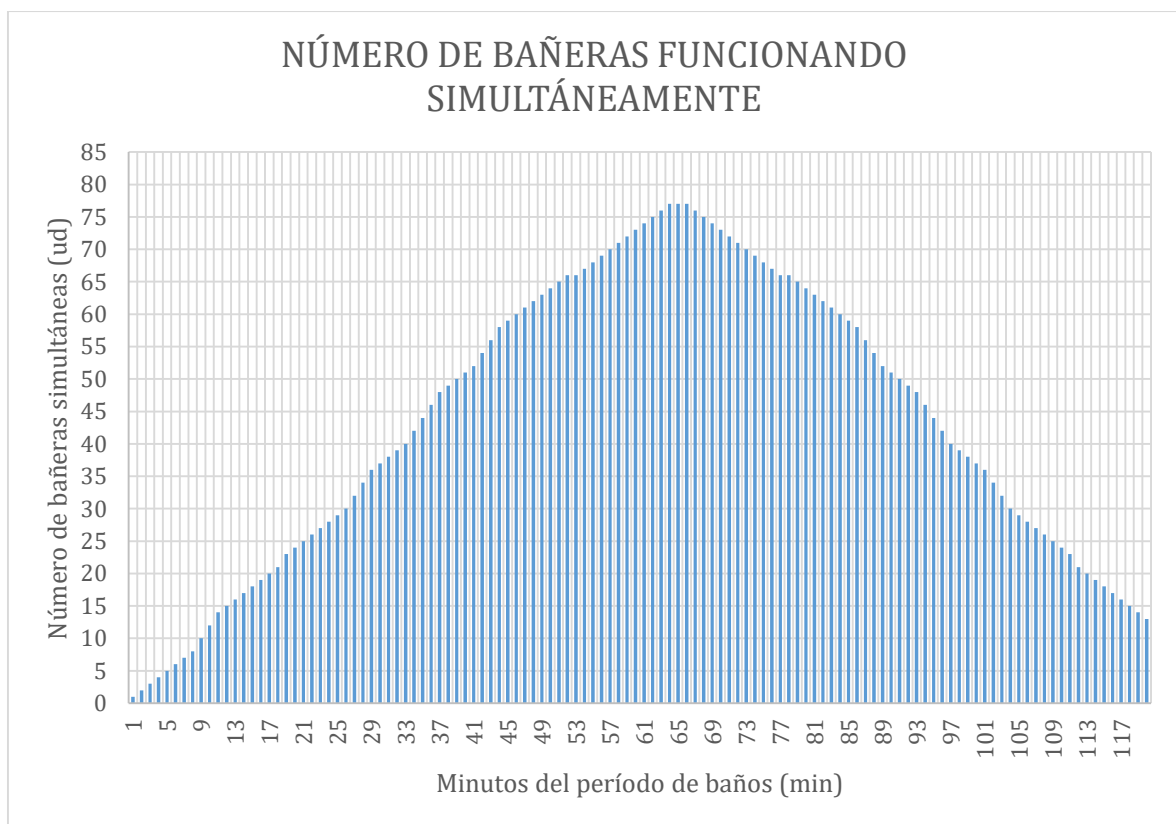


Figura 2.23. Diagrama de barras del número de bañeras que funcionan simultáneamente en cada minuto.

Como se puede observar, la evolución de esta variable es menos escalonada que la anterior. En este caso, hay tres minutos (del 64 al 66) en los cuales funcionan a la vez 77 bañeras, que es el valor de pico en la distribución anterior.

La desviación típica es un parámetro que se ha tomado de una forma arbitraria como 30 minutos. Un valor mayor de la misma supondría una distribución de sucesos mucho más extendida a lo largo de las 2 horas. Por ejemplo, fijar un valor de 40 minutos hace que el número máximo de bañeras utilizadas a la vez sea menor, de 55 unidades, pero extiende esta situación a lo largo de 26 minutos (mucho más que los 3 minutos del caso anterior). Sin embargo, fijar 20 minutos como desviación típica aumenta el número de baños simultáneos a 110 durante 3 minutos. En definitiva, siendo la cantidad total de energía a aportar constante, la potencia necesaria será mayor cuanto menor sea la desviación típica de la distribución planteada. Se tomará 30 min para los posteriores cálculos de potencia.

Con la simulación realizada se llega a la conclusión de que el número máximo de bañeras que van a funcionar a la vez es 77. Con ello, se puede calcular el flujo de ACS consumido durante esos 3 minutos, multiplicando por el flujo individual de cada bañera:

$$\dot{V}_{ACS} = 77 \text{ bañeras} \cdot 15 \text{ l/min y bañera} = 1155 \text{ l/min}$$

Es decir, durante cada uno de los 3 minutos críticos, 1155 litros están siendo evacuados del depósito de suministro, y a la vez 1155 litros estarán entrando a 10°C en el mismo para mantener el volumen total. El flujo de agua durante los 3 minutos es de 1155 kg/60 s; es decir, 19,25 kg/s de ACS. La caldera, considerando generación instantánea y sin acumulación (aún no se ha introducido la acumulación a nivel de cálculo), deberá aportar el calor necesario para llevar este flujo hasta 60°. Mediante la Ecuación 2.3 se calcula el flujo de calor, o potencia útil:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = 19,25 \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C} \cdot (60 - 10)^{\circ}\text{C} = 4023,25 \text{ kW}$$

Los cuales, teniendo en cuenta un rendimiento de la caldera de 0,95, hacen necesario aportar el combustible correspondiente a 4235 kW cada minuto, que suponen un flujo de gas natural en el momento crítico de 7 Nm³/min.

Las potencias calculadas corresponden al caso más crítico. Suministrar el máximo flujo de calor durante las dos horas de funcionamiento sería una sobredimensión, pues el agua se calentaría a más temperatura que 60°C. Esto quiere decir que la caldera aportará en cada momento un flujo de calor distinto, dependiendo del momento en que se produzca el calentamiento. La Figura 2.24 muestra la distribución de flujos de calor necesarios a lo largo de los 120 minutos.

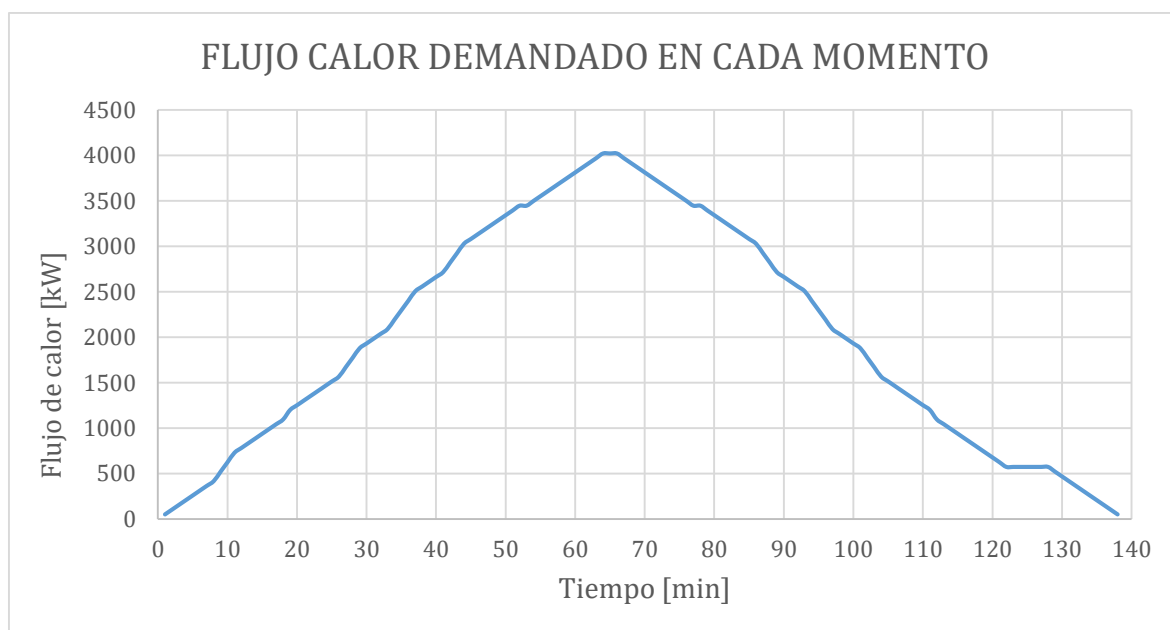


Figura 2.24. Gráfico de la demanda de calor en la simulación realizada.

El sumatorio del gasto de gas natural durante el período completo en que las bañeras funcionan es de 484,5 Nm³, que sería la cantidad total de gas natural consumido en un día. Si el Nm³ cuesta 60 céntimos, el coste diario de calentamiento será 290,72 €.

Tabla 2.30. Cálculos de la caldera con los datos de la simulación.

CÁLCULOS CALDERA SIN RECUPERACIÓN		
Número de duchas utilizadas realmente	484	Ud.
V _{gas} necesario total (sumatorio simulación)	484,5	Nm ³ /día
Coste del Nm ³	0,60	€/Nm ³
Coste de calentamiento diario	290,72	€/día
Coste de calentamiento anual	106114	€/año
Energía útil diaria aportada	16691	MJ
Energía combustible (rendimiento caldera 0,95)	17569	MJ
Emisiones de CO ₂	1,91	toneladas/día

DIMENSIONADO DEL INTERACUMULADOR DE SUMINISTRO

Una vez calculado el coste energético y económico del calentamiento, se pasa a diseñar el interacumulador de suministro descrito junto a la camisa de transferencia y el circuito de agua secundaria, con el objetivo de comprobar las dimensiones necesarias para acumular el ACS diario. Los cálculos de esta sección se presentarán a través de tablas de datos debidamente justificados.

El interacumulador es un depósito que incluye un intercambiador de calor. Este consiste en un estrecho compartimento externo al tanque y estanco, por el que circula el agua intermedia para ceder calor al agua fría del depósito a través de la superficie metálica del mismo. Dentro de la camisa existe un deflector en espiral, que rodea al depósito e impone la dirección del flujo de agua intermedia, favoreciendo la turbulencia y aumentando el tiempo de contacto entre el agua y el depósito (ver Figura 2.25).

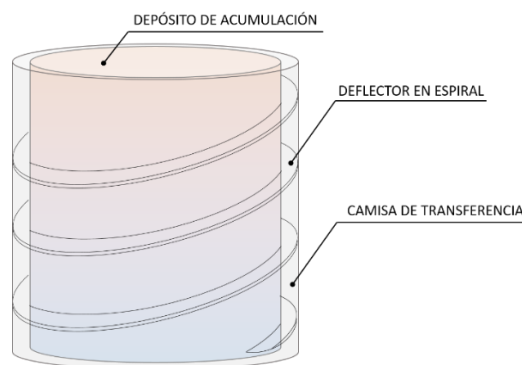


Figura 2.25. Esquema de la camisa de transferencia de calor con el deflector en espiral.

En la Tabla 2.31 se presentan los datos correspondientes al dimensionado del depósito. En primer lugar, hay que establecer el volumen de agua a almacenar. Este será el correspondiente al volumen de ACS consumido diariamente. Como cada bañera se utiliza durante 11 minutos diarios, cada día se consumen 165 litros por bañera, y en total 82,5 m³. Esto quiere decir que para acumular el volumen de agua diario se necesitaría un depósito de unos 83 m³. Debido a las grandes dimensiones que exige este volumen, se va a plantear el uso de 5 depósitos (ver Figura 2.26). Estos se dispondrán en paralelo, para garantizar que las temperaturas de cada uno de ellos se encuentran compensadas [37]. Por lo tanto, cada depósito alojará 16,6 toneladas de agua, y los flujos de calor necesarios se dividirán entre el número de depósitos (4023,25 kW/5 depósitos=804,7 kW/depósito en el caso de mayor flujo de calor).

En cuanto a la geometría, se trata de garantizar que el depósito sea vertical, alto y estrecho, debido a que la estratificación del agua favorece que el agua caliente se mantenga en la parte superior del depósito, y el agua fría en la parte inferior, por lo que se intentará buscar una relación altura-diámetro mayor que 2. Fijando el diámetro en 2 m, la altura es 5,3m. Por último, el espesor de la chapa será 2 mm, lo cual define el diámetro externo del depósito.

Tabla 2.31. Dimensionado del depósito interacumulador de suministro.

DIMENSIONADO DEPÓSITO CALDERA		
Consumo agua diario/bañera	165	l/día
Consumo agua diario total	82500	l/día
Volumen total necesario/día	82,50	m ³
Sobredimensión	83	m ³
Número de depósitos	5	ud
Volumen del depósito	16,6	m ³
Masa de agua acumulada/depósito	16600	kg/día
GEOMETRÍA DEPÓSITO		
Diámetro interno depósito D	2	m
Altura depósito H	5,3	m
Relación H/D	2,64	mayor que 2
Espesor chapa	0,002	m
Diámetro externo depósito	2,004	m

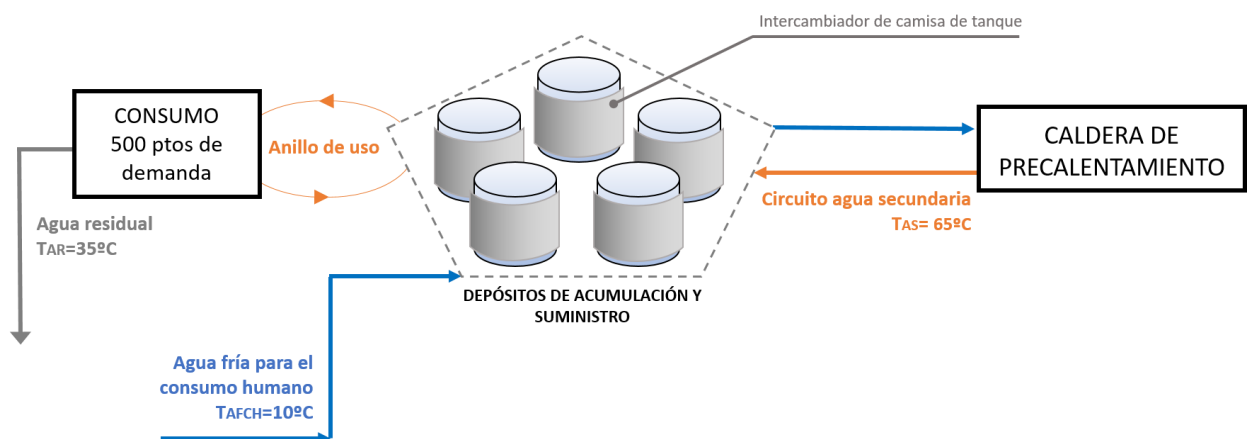


Figura 2.26. Esquema general de la instalación con acumulación, depósitos múltiples y sin recuperación.

Una vez escogidas las dimensiones de cada depósito, se procede al cálculo de la camisa de transferencia. Tal y como se ha realizado en otros estudios [38], se calculará el coeficiente de transmisión de calor a partir de los coeficientes de conducción y convección de las zonas por las que pasa el flujo de calor. Los datos para el dimensionado de la camisa son los siguientes:

Tabla 2.32. Datos de dimensionado de la camisa de transferencia del interacumulador.

DATOS DIMENSIONADO CAMISA DE TRANSFERENCIA		
Material	AISI 316	
Conductividad térmica	13,4	W/m°C
DEFLECTORES EN ESPIRAL		
Número de vueltas	10	ud
Ancho de paso	0,1	m
Altura de sección de paso	0,48	m
Área de paso	0,048	m ²

Se utilizará para el depósito acero inoxidable AISI 316, cuyo coeficiente de conductividad es 13,4 W/m°C. Además, el interior de la camisa cuenta con un deflector en espiral que envuelve 10 veces al depósito, dando lugar a un conducto de la sección indicada en la Tabla 2.32.

La convección en el interior del depósito será libre, pues el agua estará estancada y en reposo. Para calcular el coeficiente de convección en el interior, se ha simplificado la superficie cilíndrica como una placa rectangular vertical de lado inferior 2π metros, y altura 5,3 metros. La longitud característica de la placa será su área entre su perímetro, 1,435m. Con ello se podrá utilizar la correlación 35 de la Tabla 2.33.

Tabla 2.33. Correlaciones de convección libre, flujo externo, placa plana vertical, inclinada y horizontal. Fuente: J. Rey, E. Velasco et al. [35].

Placa plana vertical				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
34	$\overline{Nu}_L = C Ra_L^n$ (Tabla 6.8.1)	Medio, T, cte	Tª media de película.	McAdams
35	$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$	Medio, T, cte, $10^{-1} < Ra_L \leq 10^{12}$	Tª media de película.	Churchill y Chu
36	$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{4/9}}$	Laminar, medio, T, cte, $10^{-1} < Ra_L \leq 10^9$	Tª media de película	Churchill y Chu

Por otro lado, el agua del circuito intermedio se calienta convencionalmente hasta unos 85°C mediante caldera. Por ello, se supondrá que la temperatura de la superficie del depósito en el interior es, idealmente, 85°C. La temperatura en el seno del ACS será 60°C durante el funcionamiento normal. Por tanto, la temperatura media de película será 72,5°C. A esta temperatura se calculan las propiedades del agua, suponiendo presión atmosférica, necesarias para el cálculo de los números adimensionales que se precisen, mediante la Tabla 2.5. *Propiedades del agua líquida a presión atmosférica.* Fuente: S.A. Klein y F.L. Alvarado .

Finalmente, se calculan los números de Grashoff y Rayleigh, y mediante la correlación de Churchill y Chu, se obtiene un Nusselt de 2389,6 y un coeficiente de convección h_{int} de 1108 W/m²°C. Se puede observar el resumen del cálculo en la Tabla 2.34.

Tabla 2.34. Cálculo del coeficiente de convección del interior del depósito de acumulación.

INTERIOR DEPÓSITO		
Simplificación: placa rectangular		
Perímetro inferior	6,28	m
Longitud característica	1,44	m
Temperatura superficie	85	°C
Temperatura seno AFCH	60	°C
Temperatura media de película	73	°C
Tipo de convección	LIBRE	
Propiedades agua a 73°C		
Dilatación térmica β	6,002E-04	k ⁻¹
Prandtl	2,445	
Viscosidad cinemática	3,98E-07	m ² /s
Conductividad térmica k	6,65E-01	W/m°C
Grashoff	2,75E+12	
Rayleigh	6,72E+12	
Correlación [35]: Churchill y Chu		
Nusselt	2389,6	
Coeficiente de convección h_{int}	1108	W/m²°C

En cuanto al coeficiente de convección exterior del depósito, es decir, en el interior de la camisa, se tratará de convección forzada. Se ha fijado en 0,5m/s la velocidad del agua a través de la sección de la camisa, con lo cual queda definido el flujo volumétrico y másico del agua del circuito secundario para cada depósito: 24,02 kg/s. Como los cinco tanques se encuentran en paralelo, el flujo total de ACS será 120,1 kg/s.

Para el cálculo del coeficiente de convección exterior se utilizará la correlación 28 de la Tabla 2.6. *Correlaciones de convección forzada, flujo interno, conducto circular*. Fuente: J. Rey, E. Velasco et al. La temperatura media del agua se considerará 70°C, y al igual que en el estudio [38], se considerará el diámetro equivalente como cuatro veces la anchura de la camisa (4x0,1m). Las propiedades del agua a 70°C y presión atmosférica se obtienen de nuevo de la Tabla 2.5, y el número de Reynolds resultante es $4,84 \cdot 10^5$. La correlación de Sieder y Tate arroja un Nusselt de 1302,6, y un coeficiente de transmisión de calor h_{ext} de 2159,7 W/m²°C. Todos los resultados se muestran en la Tabla 2.35.

Tabla 2.35. Cálculo del coeficiente de convección del interior de la camisa de transferencia.

EXTERIOR DEPÓSITO/INTERIOR CAMISA		
Diámetro equivalente	0,4	
Velocidad de circulación	0,5	m/s
Tm agua	70	°C
Tipo de convección	FORZADA	
Propiedades agua a 65°C		
Densidad ρ	977,9	kg/m ³
Prandtl	2,551	
Viscosidad dinámica μ	4,04E-04	Ns/m ²
Conductividad térmica k	6,63E-01	W/m°C
Reynolds	4,84E+05	
Régimen	turbulento	
Correlación [28]: Sieder y Tate		
Nusselt	1302,6	
Coeficiente de convección h_{ext}	2159,7	W/m²°C

Conocidos los coeficientes de conducción y convección se procede a calcular el coeficiente global de transmisión de calor, a través de la Ecuación 2.12. Los resultados son los siguientes:

Tabla 2.36. Cálculo del coeficiente global del interacumulador sin recuperación.

DATOS TRANSFERENCIA DE CALOR		
Área de referencia	33,3	m ²
Coficiente global de transmisión de calor	659,3	W/m ² °C

TEMPERATURA DEL AGUA INTERMEDIA Y SUPERFICIE DE INTERCAMBIO

Una vez que se ha calculado el coeficiente global de transmisión de calor, se puede calcular la temperatura final del agua del circuito secundario (pues ya se conoce el flujo de agua por este circuito).

La temperatura final del agua que entra a la camisa con 85°C viene determinada por el flujo de calor que esta cede en cada uno de los 5 intercambiadores. Esto quiere decir que, como el flujo de calor total demandado no es igual en cada instante (recordar el gráfico de la Figura 2.24), la temperatura del agua intermedia a la salida de cada depósito tampoco lo es. En Excel se ha calculado la evolución de esta temperatura, a partir de 1/5 del flujo de calor total transmitido al sistema (para tener en cuenta solo un depósito), y los 24,02 kg/s que circulan por cada camisa:

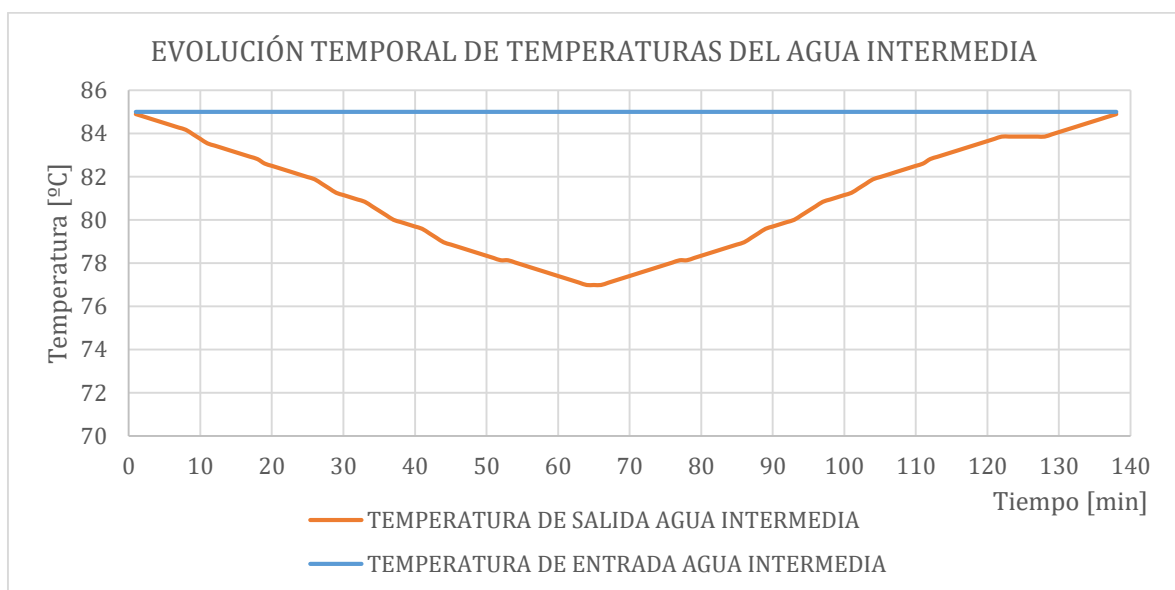


Figura 2.27. Gráfico de la evolución temporal de temperaturas del agua intermedia.

Finalmente, será de interés comprobar la superficie de intercambio necesaria para transmitir el mayor valor de flujo de calor que se puede dar en el depósito durante las dos horas. Este valor se calculó al principio del apartado, y toma un valor de 804,7 kW/depósito.

En este proceso será necesario calcular la diferencia media logarítmica de temperaturas. Para ello, se considerará la camisa de transferencia como un intercambiador en contracorriente, de manera que el agua caliente a 85°C, proveniente de la caldera, entra por la parte superior del compartimento, y circula describiendo la hélice hasta la parte inferior del depósito. Por otro lado, el AFCH entra a 10°C por la parte inferior del depósito, y el suministro de ACS se realiza desde la parte superior. Debido a la estratificación, lejos de resultar una mezcla de temperatura uniforme en todo el volumen del depósito, el ACS a 60°C se mantendrá en la parte superior, mientras que el agua más fría permanecerá en la parte inferior, cerca de la toma de AFCH. El esquema resultante (ver Figura 2.28) se puede asemejar a un intercambiador a contracorriente.

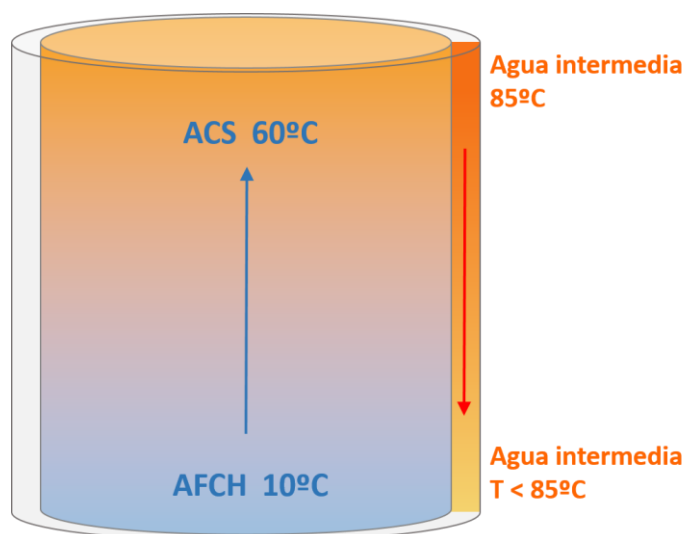


Figura 2.28. Esquema de temperaturas del intercambiador de camisa de transferencia.

De esta manera, calculando la DMLT para el caso de mayor flujo de calor (77 bañeras simultáneas), tomando la menor temperatura que toma el agua intermedia a la salida de la camisa (77°C para el caso crítico estudiado), se obtiene:

$$DMLT = \frac{(77 - 10) - (85 - 60)}{\ln\left(\frac{77 - 10}{85 - 60}\right)} = 42,6^{\circ}\text{C}$$

Que será la menor de las diferencias medias logarítmicas en los 120 minutos. Aplicando la Ecuación 2.17, se despeja la superficie de intercambio, que será la mayor necesaria en el intervalo:

$$804,65 \cdot 10^3 \text{ W} = 659,3 \text{ W/m}^2\text{°C} \cdot S_{ref} \cdot 42,6\text{°C}$$

$$S_{ref} = 28,7 \text{ m}^2$$

El resultado es una superficie de intercambio menor que la disponible, 33,3 m². Es decir, el intercambiador será capaz de transmitir ese flujo, y si se aprovechara toda la superficie de intercambio, se podría calentar el ACS hasta una temperatura aún mayor, lo cual dota al sistema de flexibilidad (en ocasiones es necesario realizar tratamientos de desinfección aumentando hasta 70°C o más el agua del interior del depósito).

Tabla 2.37. Resumen de resultados para el momento de máxima demanda de calor.

RESULTADOS PARA EL MOMENTO CRÍTICO		
Momento de estudio (minuto)	65	min
Número de bañeras funcionando a la vez	77	ud
Volumen de ACS consumido durante el minuto 65	1155	litros
Flujo másico de AFCH que entra	19,3	Kg/s
Flujo de calor total necesario durante el minuto 65	4023,3	kW
Flujo de calor necesario por depósito	804,7	kW
Temperatura de entrada del agua intermedia	85	°C
Temperatura de salida del agua intermedia	77	°C
DMLT	42,6	°C
Superficie de intercambio necesaria	28,7	m ²

En este punto, todavía se ha considerado como hipótesis de cálculo la aportación de calor simultánea a la demanda de ACS, considerando generación instantánea y sin tener en cuenta las inercias asociadas al ACS acumulada en los depósitos y la fluctuación permitida en la temperatura de acumulación. Será la incorporación del sistema de recuperación lo que desacoplará definitivamente la demanda de ACS y la cesión de calor al mismo, tal y como se explicaba en el objetivo general al comienzo del apartado.

2.3.2. Integración del sistema de recuperación de calor

Para la recuperación de calor se implementará el sistema de bomba de calor de aguas residuales estudiado, puesto que se trataba del que más ahorro energético lograba. Las características del nuevo sistema se explican a continuación.

Se añadirán al sistema dos depósitos:

- *Uno de ellos acumulará el agua fría para el consumo humano precalentada, y se localizará en un paso previo a los cinco depósitos de acumulación y suministro. El depósito será un interacumulador que funcionará como condensador de la bomba de calor, y contará con una camisa de transferencia por la que circulará el refrigerante para condensar.*
- *El otro depósito se encontrará en la confluencia final de todas las tuberías del sistema de saneamiento, y se encargará de almacenar las aguas residuales para poder controlar el flujo de las mismas a través del evaporador de la bomba de calor. No se escoge en este caso un intercambiador de camisa de tanque para evitar que la temperatura de evaporación genere problemas de congelación del agua del depósito si el refrigerante evapora a 0°C. El depósito se supone aislado lo mejor posible del ambiente.*

En cuanto a la bomba de calor:

- *El refrigerante será HFC-134a.*
- *Se evaporará a 10°C, y condensará a 65°C para garantizar que es posible que el AFCH alcance los 60°C en el depósito.*
- *El evaporador será un intercambiador de cambio de fase con una efectividad de 0,5, en principio (lo cual significa que el calor intercambio será como mucho la mitad del máximo que se podría intercambiar).*

Por último, en cuanto a las aguas residuales, se considerará en principio que el calor es absorbido durante las dos horas posteriores a la producción de las mismas. Posteriormente se valorará cuál es el tiempo óptimo de suministro de calor al evaporador, fijando así el intervalo de funcionamiento de la bomba de calor.

La Figura 2.29 representa los nuevos elementos introducidos:

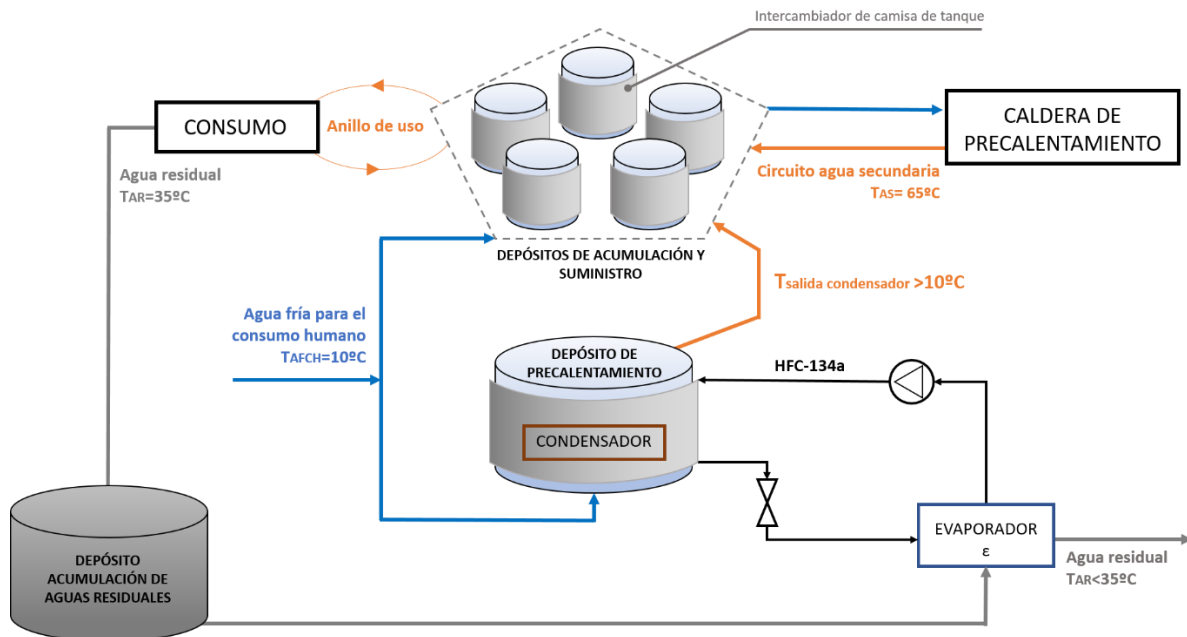


Figura 2.29. Esquema general de la instalación con acumulación, depósitos múltiples y recuperación mediante bomba de calor.

El sistema planteado introduce una innovación que no se había estudiado aún: el calor recuperado se almacena, y no se suministra al mismo tiempo que se consume el ACS, sino que se puede elegir el tiempo durante el que la bomba de calor funciona. El tiempo determina la potencia, pues de nuevo la energía necesaria para calentar el volumen diario de ACS es la misma; sin embargo, modificar el tiempo permite modificar los flujos de calor. El ahorro se evaluará en términos energéticos, independientemente del tiempo.

DIMENSIONADO DEL INTERACUMULADOR DE PRECALENTAMIENTO

Será similar a los depósitos de acumulación y suministro, pero en este caso se simplificará en un solo depósito. En la Tabla 2.38 se muestran los datos de dimensionado del nuevo tanque que funciona como condensador.

El consumo es el mismo, puesto que se va a tratar de precalentar lo máximo posible el AFCH mediante el calor de condensación. Como el número de depósitos es 1, el volumen serán los 83 m³ (se quiere recuperar en tan solo dos horas, hay que acumular lo suficiente para el precalentamiento).

A continuación, se ha considerado que la bomba de calor funciona durante las dos horas posteriores al pico de consumo diario; es decir, el calor se extrae de las aguas residuales en un intervalo de 2 horas posterior a los 120 minutos de uso. Este dato se variará posteriormente para analizar cómo varía la recuperación, puesto que cambiará el flujo de agua a calentar. Con 2 h de uso, el flujo son 11,53 kg ACS/s.

Finalmente, el depósito tiene unas dimensiones mucho más grandes; fijando el diámetro en 3,7m, la altura será 7,7m, y el espesor de chapa se ha fijado como 4 mm.

DIMENSIONADO DEPÓSITO PRECALENTAMIENTO		
Consumo agua diario/bañera	165	l/día
Consumo agua diario total	82500	l/día
Volumen total necesario/día	82,50	m ³
Sobredimensión	83	m ³
Número de depósitos	1	ud
Volumen del depósito	83,0	m ³
Masa de agua acumulada/depósito	83000	kg/día
<i>El calor se extrae de las aguas residuales durante las dos horas siguientes a los 120 minutos del período de duchas.</i>		
Tiempo de suministro del calor	2	h
Flujo de agua a calentar	11,528	kg/s
GEOMETRÍA DEPÓSITO		
Diámetro interno depósito D	3,7	m
Altura depósito H	7,7	m
Relación H/D	2,09	mayor que 2
Espesor chapa	0,004	m
Diámetro externo depósito	3,708	m

Tabla 2.38. Dimensionado del depósito interacumulador de precalentamiento.

En cuanto a la transferencia de calor, será necesario redimensionar la camisa de transferencia, no solo por las nuevas dimensiones, sino por el cambio de fluido caliente, que en este caso será el refrigerante. Además, no se pueden calcular los nuevos coeficientes de transferencia de calor sin determinar los parámetros de funcionamiento de la bomba de calor, por lo que se presentan a continuación.

DIMENSIONADO DE LA BOMBA DE CALOR

Fijando las temperaturas de evaporación y condensación quedan fijadas las presiones de alta y baja: 4,15 y 18,9 bares, lo cual supone una relación de compresión de 4,6. En la Figura 2.30 se muestra el ciclo frigorífico, de donde se obtienen las entalpías necesarias para caracterizarlo. En este apartado se ha utilizado el software SOLKANE para el cálculo de los ciclos frigoríficos. Las entalpías obtenidas se muestran en la Tabla 2.39.

En este caso se dimensionará el sistema sin imponer una temperatura final de 60°C en el ACS, con lo cual se comprobará hasta dónde se puede calentar el agua con la recuperación.

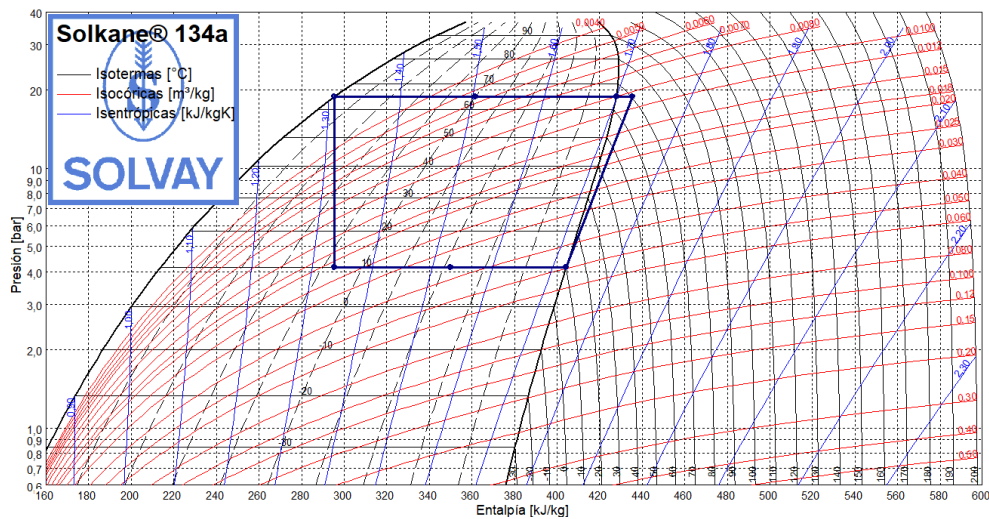


Figura 2.30. Ciclo frigorífico HFC-134a, con temperatura de evaporación a 10°C y temperatura de condensación de 65°C.

El dato que se ha fijado, en vez de la temperatura final del ACS, es la efectividad del evaporador (0,5, se puede recuperar el 50% de la energía que las aguas residuales portan). Con ella, conociendo la temperatura inicial del agua residual (35°C), y las temperaturas de entrada y salida en el evaporador (10°C ambas, pues hay cambio de fase), se puede calcular la temperatura final de las aguas residuales: 22,5°C. Como el dato necesario para caracterizar las potencias del ciclo frigorífico es una potencia, mediante la Ecuación 2.16 es posible obtener el flujo de calor intercambiado, sabiendo que en dos horas se extrae el calor de las 83 toneladas de agua residual producida, es decir, de un flujo de 11,53 kg/s. La potencia de evaporación resultante es 602,3 kW.

Con los datos de entalpía a la entrada y salida del evaporador se puede calcular el flujo másico de refrigerante, y con este valor, el flujo de calor cedido en el condensador y aportado en el compresor, así como el COP de calentamiento. Todos los valores se muestran en la Tabla 2.39.

Tabla 2.39. Parámetros de funcionamiento de la bomba de calor en el sistema de interacumulación.

DATOS BOMBA DE CALOR			CÁLCULOS BOMBA DE CALOR		
Refrigerante	HFC-134a		CONDICIÓN		
Relación de compresión	4,6		Temperatura AR tras bomba	22,5	°C
Evaporador			Evaporador		
Presión	4,2	bar	Flujo calor absorbido del AR	602,3	kW
Temperatura	10	°C	Condensador		
Condensador			Flujo de calor cedido al ACS	775,7	kW
Presión	18,9	bar	Compresor		
Temperatura	65	°C	Potencia	173,4	kW
Entalpías					
Entrada evaporador	296	kJ/kg	Flujo másico refrigerante	5,55	kg/s
Entrada compresor	404	kJ/kg			
Entrada condensador	435	kJ/kg			
Entrada válvula de expansión	296	kJ/kg	COPcal	4,5	

DIMENSIONADO DE LA CAMISA DE TRANSFERENCIA

Con estos datos ya es posible dimensionar la camisa de transferencia, puesto que se conoce el flujo de refrigerante a través de ella. El depósito sigue siendo de acero inoxidable AISI 316, con una conductividad térmica de 13,4W/m°C. Se han incluido más vueltas en espiral del deflector, puesto que ahora el depósito es más alto.

Tabla 2.40. Datos de dimensionado de la camisa de transferencia del condensador.

DATOS DIMENSIONADO CAMISA DE TRANSFERENCIA		
Material	AISI 316	
Conductividad térmica	13,4	W/m°C
DEFLECTORES EN ESPIRAL		
Número de vueltas	12	ud
Ancho de paso	0,1	m
Altura de sección de paso	0,59	m
Área de paso	0,059	m ²

El coeficiente de convección en el interior del depósito se ha calculado de la misma forma que en el depósito de acumulación y suministro. La única diferencia es el cambio de dimensiones y temperaturas. El cálculo se resume en la Tabla 2.41.

Tabla 2.41. Cálculo del coeficiente de convección del interior del interacumulador de condensación.

INTERIOR DEPÓSITO		
Simplificación: placa rectangular		
Perímetro inferior	11,62	m
Longitud característica	2,32	m
Temperatura superficie	65	°C
Temperatura seno AFCH	60	°C
Temperatura media de película	63	°C
Tipo de convección	LIBRE	
Propiedades agua a 63°C		
Dilatación térmica β	5,41E-04	k ⁻¹
Prandtl	2,844	
Viscosidad cinemática	4,55E-07	m ² /s
Conductividad térmica k	6,57E-01	W/m°C
Grashoff	1,60E+12	
Rayleigh	4,54E+12	
Correlación [35]: Churchill y Chu		
Nusselt	2131,4	
Coeficiente de convección h_{int}	603,9	W/m²°C

En cuanto al interior de la camisa, el modo de cálculo cambia, puesto que las correlaciones de convección son distintas cuando existe cambio de fase. En ese caso se ha utilizado la correlación 56 de Kirkbride, que se puede observar en la Tabla 2.42. El régimen se ha considerado turbulento, pues el número de Reynolds es mayor que 1800. Las propiedades del HFC-134a se han obtenido del programa SOLKANE, a 18,9bar y 65°C, tanto en el punto de líquido saturado como en el de vapor saturado. El cálculo se resume en la Tabla 2.43. El valor obtenido es 7159,2 W/m²°C, mayor que en los casos anteriores por transmitirse el calor mediante un cambio de fase.

Tabla 2.42. Correlaciones de condensación. Fuente: J. Rey, E. Velasco et al. [35].

Flujo externo: Placa plana vertical y cilindro vertical si $D \gg \delta$				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
54	$h_x = \left(\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{4 \mu_l (T_{sat} - T_s) x} \right)^{1/4}$	Laminar, Local, T_s cte, $Re \leq 1800$ $h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0.68 Ja)$, $Re = 4M / \mu_l$	Condensado a T. media de película Vapor a T. de vapor	Nusselt
55	$\bar{h}_L = 1.76 \left(\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l^2} \right)^{1/3} Re^{-1/3}$	Laminar, Medio, T_s cte, $Pr \geq 0.01$ $Re \leq 1800$.	Condensado a T. media de película Vapor a T. de vapor	Rohsenow
56	$\bar{h}_L = 0.0076 \left(\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l^2} \right)^{1/3} Re^{0.4}$	Turbulento, Medio, T_s cte, $Re > 1800$	Condensado a T. media de película Vapor a T. de vapor	Kirkbride
Flujo externo: Cilindro horizontal				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
57	$\bar{h}_D = 0.725 [1 + 0.2 Ja(N-1)] \left(\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) DN} \right)^{1/4}$	Laminar, Medio, T_s cte, $Re \leq 3600$, $Ja(N-1) < 2$, $N = N^\circ$ de tubos en vertical	Condensado a T. media de película Vapor a T. de vapor	Chen
Flujo interno: Cilindro horizontal				
Nº	Correlación	Condiciones de aplicación	Tª Propiedades	Nombre
58	$\bar{h}_D = 0.555 \left(\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right)^{1/4}$	Flujo estratificado, Medio, T_s cte, $Re_v = \frac{\rho_v u_v D}{\mu_v} < 35000$	Condensado a T. media de película Vapor a T. de vapor	Chato
59	$\bar{h}_D = C Re_D^n Pr_l^{1/3}$ $Re_D = \frac{GeD}{\mu_l}$; $Ge = G(1-x) + Gx \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2}$	Flujo anular, Medio, T_s cte, $C = 5.030 \quad n = 1/3 \quad Re_D < 5 \cdot 10^4$ $C = 0.0265 \quad n = 0.8 \quad Re_D > 5 \cdot 10^4$ $x = \text{título del vapor}$	Condensado a T. media de película Vapor a T. de vapor	Akers, Deans y Crossers

- La temperatura med. de película se define como la media aritmética entre la temperatura de la superficie y la temperatura de saturación del vapor T_{sat} .
- En flujo externo, placa plana inclinada un ángulo θ con la vertical, se utilizan las correlaciones (54) a (56) con $g = g \cos \theta$
- El número de Reynolds en flujo externo se define en función del caudal másico de condensado M en la parte inferior de la superficie de condensación por unidad de perímetro mojado. En flujo interno se define en función del caudal másico de condensado M_l y/o de vapor M_v .
- El Re_v de la correlación (58) se evalúa a las condiciones del vapor en la sección de entrada.
- El Re_D de la correlación (59) se calcula en función del título del vapor en la sección correspondiente.
- Con vapor recalentado se sustituye T_{sat} en la temperatura media de película por la temperatura del vapor T_v y h'_{fg} se sustituye por $h'_{fg} + c_{pv} (T_v - T_{sat})$

Tabla 2.43. Cálculo del coeficiente de convección del interior de la camisa de transferencia del condensador.

EXTERIOR DEPÓSITO/INTERIOR CAMISA		
Diámetro equivalente	0,4	m
Velocidad de circulación 134a	0,09	m/s
Tm 134a = Tvapor 134a	65	°C
Tipo de convección	CAMBIO DE FASE	
Propiedades 134a a 65°C y P=18,9bar (SOLKANE)		
Densidad líquido ρ_l	1026	kg/m ³
Densidad vapor ρ_v	100,3	kg/m ³
Viscosidad cinemática líquido ν_l	1,16E-07	m ² /s
Viscosidad dinámica líquido μ_l	1,19E-04	Ns/m ²
Conductividad térmica líquido k_l	6,85E-02	W/m°C
Reynolds	3,14E+05	
Régimen	turbulento	
Correlación [56]: Kirkbride		
Coeficiente de convección h_{ext}	7159,2	W/m²°C

Con todo, el coeficiente global de transferencia de calor es menor que en los otros intercambiadores, tomando un valor de 476,7 W/m²°C, como se puede observar en la siguiente tabla.

Tabla 2.44. Cálculo del coeficiente global del interacumulador de condensación.

DATOS TRANSFERENCIA DE CALOR		
Área de referencia	89,9	m ²
Coeficiente global de transferencia de calor	476,7	W/m ² °C

CÁLCULO DEL CALOR INTERCAMBIADO Y SUPERFICIE DE INTERCAMBIO

En este caso, como se comentó en apartados anteriores, se pretenderá comprobar cuál es la temperatura final del ACS. Para ello se procederá realizando un balance energético, pero esta vez tomando el flujo de calor intercambiado en el condensador (ver Tabla 2.39).

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_{ent,cond} - h_{sal,cond}) = \dot{m}_{ACS} \cdot c_p \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

$$775,7 \cdot 10^3 = 11,53 \cdot 4180 \cdot (T_{fs} - 10)$$

$$T_{fs} = 26,1^{\circ}\text{C}$$

Es decir, el ACS no podrá ser calentado hasta los 60°C de la temperatura de consigna.

Tabla 2.45. Resumen de cálculos de transferencia de calor en el interacumulador de precalentamiento con efectividad de 0,5 en el evaporador.

CÁLCULOS INTERCAMBIADOR		
Efectividad actual evaporador	0,5	
Flujo calor cedido condensador	775,7	kW
Temperatura final ACS	26,1	°C
Energía cedida en el condensador	5585	MJ
Energía necesaria para calentar a 60°C	17347	MJ
Energía absorbida en el evaporador	4337	MJ
DMLT	46,5	°C
Superficie de intercambio utilizada	35	m ²
Efectividad actual condensador	0,29	

En la Tabla 2.45 se ha calculado la energía intercambiada y la que se debería intercambiar para calentar las 83 toneladas de agua hasta 60°C. Si se alcanzase esta temperatura, la efectividad del intercambiador de cambio de fase (condensador) sería (Ecuación 2.14):

$$\epsilon_{cond} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{60 - 10}{65 - 10} = 0,91$$

El objetivo será modificar ciertos parámetros para que la efectividad del condensador pueda acercarse a este valor, comprobando que en todo momento hay superficie de intercambio suficiente para ello.

La temperatura de evaporación no puede ser más baja, puesto que la relación de compresión crecería por encima de 6, lo cual es un valor elevado. Por ello, el parámetro a modificar debe ser la efectividad del evaporador; cuanto mayor sea, más energía se podrá recuperar de las aguas residuales. Modificando la efectividad hasta el caso óptimo de 1, se puede comprobar que aumenta el calor absorbido de las AR y cedido al ACS (Tabla 2.46):

Tabla 2.46. Resumen de cálculos de transferencia de calor en el interacumulador de precalentamiento con efectividad de 1 en el evaporador.

CÁLCULOS INTERCAMBIADOR		
Efectividad actual evaporador	1	
Flujo calor cedido condensador	1551,4	kW
Temperatura final ACS	42,2	°C
Energía cedida en el condensador	11170	MJ
Energía necesaria para calentar a 60°C	17347	MJ
Energía absorbida en el evaporador	8674	MJ (el doble)
DMLT	36,6	°C
Superficie de intercambio utilizada	87,6	m ²
Efectividad actual condensador	0,59	

La temperatura final del ACS aumenta por encima de los 40°C, lo cual es muy positivo y reduce el salto térmico a suplir por la caldera.

Se observa que la superficie de intercambio de calor necesaria sí que se encuentra disponible, puesto que es menor que los 89,9 m². Cabe destacar que la superficie de intercambio no está relacionada con la cantidad de energía intercambiada, sino con la

potencia o flujo de calor, y por tanto depende del tiempo en el que se realice el intercambio. Si habiendo fijado dos horas la superficie de intercambio es suficiente, fijando un tiempo más razonable de recuperación a lo largo del día (18 o 22 horas de funcionamiento) el área de intercambio necesaria será cada vez menor.

Por otro lado, la energía térmica recuperable sí es independiente del tiempo de la recuperación, así como la energía a introducir en el sistema mediante el compresor. Sin embargo, la potencia máxima a la que el compresor puede trabajar es un límite que habrá que imponer según las especificaciones del modelo escogido. Si se realiza la recuperación a lo largo de 20 horas, la potencia del compresor será 10 veces menor, al igual que los flujos del evaporador y condensador (reduciendo así el tamaño de los intercambiadores).

La solución expuesta podría ser directamente válida para la recuperación de calor. Sin embargo, supone un valor de efectividad irreal en el evaporador. Además, podría plantearse una subida de temperatura en el condensador (recuérdese que la temperatura del agua secundaria de la caldera entraba en la camisa a 85°C).

Por tanto, para completar el análisis, se comprueba hasta qué temperatura es posible llegar con las condiciones más realistas descritas en el párrafo anterior: una efectividad en el evaporador de 0,85, un ligero aumento de la temperatura de condensación, de 65 a 75°C, y un tiempo de recuperación de calor más distendido, de 20 horas. El nuevo ciclo es el mostrado en la Figura 2.31. cuyas condiciones se muestran en la Tabla 2.47.

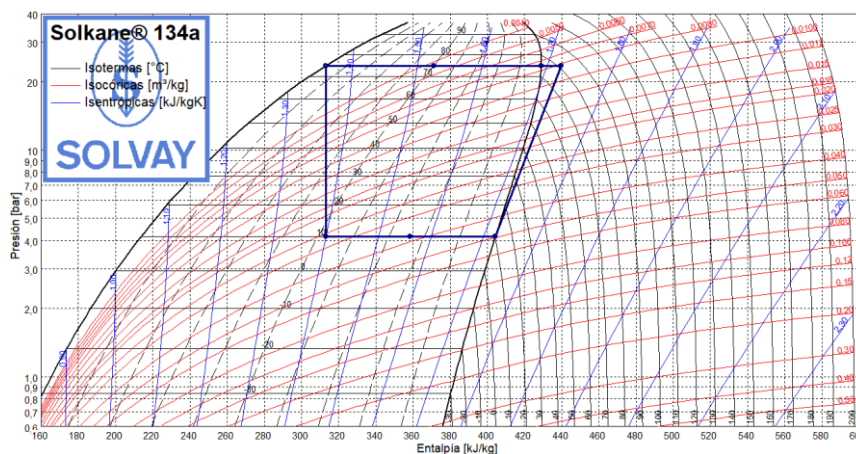


Figura 2.31. Ciclo frigorífico HFC-134a, con temperatura de evaporación a 0°C y temperatura de condensación de 75°C.

2. APROVECHAMIENTO ENERGÍA TÉRMICA DE LAS AGUAS RESIDUALES

Tabla 2.47. Parámetros de funcionamiento de la bomba de calor en el sistema de interacumulación con temperatura de condensación 75°C, efectividad en el evaporador de 0,85 y durante 20 horas de funcionamiento.

DATOS BOMBA DE CALOR			CÁLCULOS BOMBA DE CALOR		
Refrigerante	HFC-134a		CONDICIÓN		
Relación de compresión	5,7		Temperatura AR tras bomba	13,8	°C
Evaporador			Evaporador		
Presión	4,2	bar	Flujo calor absorbido del AR	102,4	kW
Temperatura	10	°C	Condensador		
Condensador			Flujo de calor cedido al ACS	142,5	kW
Presión	23,6	bar	Compresor		
Temperatura	75	°C	Potencia	40,1	kW
Entalpías					
Entrada evaporador	313	kJ/kg	Flujo másico refrigerante	1,12	kg/s
Entrada compresor	404	kJ/kg			
Entrada condensador	440	kJ/kg			
Entrada válvula de expansión	313	kJ/kg	COPcal	3,6	

Tabla 2.48. Resultados de la recuperación con temperatura de condensación 75°C, efectividad en el evaporador de 0,85 y durante 20 horas de funcionamiento.

CÁLCULOS INTERCAMBIADOR		
Efectividad actual evaporador	0,85	
Flujo calor cedido condensador	142,5	kW
Temperatura final ACS	39,6	°C
Energía cedida en el condensador	10261	MJ
Energía necesaria para calentar a 60°C	17347	MJ
Energía absorbida en el evaporador	7372	MJ
DMLT	48,7	°C
Superficie de intercambio utilizada	5	m ²
Efectividad actual interacumulador	0,45	
Efectividad actual evaporador	0,95	
Tiempo de suministro de calor	20	h

El resultado de la recuperación se muestra en la Tabla 2.48. Como se puede observar, la temperatura final es incluso menor que en el caso anterior; es decir, la disminución de efectividad en el evaporador de 1 a 0,85 no se ha visto compensada con el aumento de temperatura de condensación de 65 a 75°. Esto demuestra que esta efectividad es un parámetro de gran importancia. Por otro lado, la relación de compresión en este último caso ha aumentado hasta 5,7, pero la potencia necesaria en el compresor es menor, 40kW, como era de esperar al aumentar el tiempo. Igualmente, la superficie de intercambio utilizada ha pasado de 87,6 m² a solamente 5 m², al tener que intercambiar menor potencia y disponer de un DMLT superior.

Cabe destacar que las modificaciones anteriores también dan lugar a una variación indirecta de otros parámetros, como los coeficientes de convección, ya que al disminuir la potencia de la bomba también lo hace el flujo másico de refrigerante que pasa por la camisa (menor turbulencia, menor facilidad para la transmisión de calor), así como las propiedades del fluido refrigerante, que se han considerado constantes a pesar de aumentar la temperatura de condensación. En el análisis de ahorro se evaluará qué coste suponen estas nuevas condiciones, respecto al caso sin recuperación.

CÁLCULO DEL AHORRO ENERGÉTICO Y ECONÓMICO

Se parte de la base de que la recuperación del calor de las aguas residuales no ha sido suficiente para calentar el ACS hasta 60°C. Aunque así fuera, el sistema de recuperación no podría ser la única garantía de calentamiento del ACS utilizada en el edificio. Siempre existirá una caldera, al menos auxiliar, capaz de suministrar el calor en caso de fallo del sistema de recuperación, o en las ocasiones en que sea necesario realizar un tratamiento de choque térmico a 70°C para la desinfección del depósito.

En el caso estudiado la caldera es necesaria para calentar el ACS de 39,6°C hasta 60°C. Además, se tendrá en cuenta una posible pérdida de calor por convección del aire exterior al depósito. Esta pérdida será muy pequeña, puesto que entre el depósito y el ambiente se encuentra la camisa de transferencia, a través de la cual va a circular agua caliente casi en todo momento. Por todo ello, se considerará que la caldera debe compensar una variación de 1°C de la masa total de agua por pérdidas de calor. Los cálculos relativos a la caldera se presentan en la Tabla 2.49.

Tabla 2.49. Cálculos caldera sistema de recuperación mediante bomba de calor y acumulación.

CÁLCULOS CALDERA CON RECUPERACIÓN		
Energía térmica útil a aportar	7086	MJ/día
Suposición: pérdida de temperatura en un día	1	°C
Energía térmica por pérdidas de calor	347	MJ/día
Energía térmica total caldera	7433	MJ/día
Energía aportada por el combustible	7824	MJ/día
Volumen de gas diario	215,8	Nm ³ /día
Coste diario gas	129,47	€/día
Emisiones de CO ₂	0,85	toneladas/día

Los 7086 MJ diarios son la diferencia entre la energía necesaria para calentar 83 toneladas de agua hasta 60°C, y la energía cedida en el condensador durante las 20 horas de funcionamiento. Sumados a la pérdida de calor considerada, y teniendo en cuenta un rendimiento de 0,95, la energía total que hay que aportar, en forma de combustible, es 7824 MJ/día. Mediante el PCI del gas natural de 36260 kJ/Nm³ (calculado anteriormente, ver Tabla 2.2), se obtiene un volumen de gas diario de 215,8

Nm³, menor que los 484,5 Nm³ que indicaba la simulación del apartado 2.3.1. sin recuperación. El coste es por tanto también menor.

Calculada la energía y el volumen de gas necesario, se puede comparar con el caso sin recuperación para evaluar el ahorro (comparación con la Tabla 2.30). Los resultados se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 2.50. Resultados de ahorro energético, económico y reducción de emisiones de CO₂ tras la recuperación con bomba de calor en el sistema de acumulación.

AHORRO			
Energía diaria consumida en la bomba	2888	MJ/día	Energético
Energía consumida caldera	7824	MJ/día	
Energía consumida caldera sin recuperación (Tabla 2.30)	17569	MJ/día	
Ahorro energético	6857	MJ/día	
	2502628	MJ/año	
Vgas ahorrado	268,75	Nm ³ /día	Emisiones
Disminución CO₂	1,06	toneladas/día	
	386	toneladas/año	
Precio kWh eléctrico	0,13	€/kWh	Económico
Energía eléctrica consumida diariamente	802,3	kWh/día	
Coste de recuperación diario	104,30	€/día	
Coste caldera diario	129,47	€/día	
Coste calentamiento diario total	233,77	€/día	
Coste de calentamiento anual	85326,83	€/año	
Ahorro económico	56,95	€/día	
	20788	€/año	

Implementar el sistema de bomba de calor reduce el coste diario de calentamiento en unos 57 €, que suponen un 20% del coste sin recuperar, y las emisiones locales de CO₂ se reducen en más de 380 toneladas al año.

3. APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA TÉRMICA DE LAS ENFRIADORAS DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

3.1. POTENCIAL DE LAS ENFRIADORAS PARA CALENTAR ACS

Como se explicó en la introducción, en los edificios existen otras fuentes de calor potentes para precalentar ACS. Entre ellos, uno de los principales efluentes térmicos residuales es aquel que se disipa en los condensadores de las enfriadoras del sistema de climatización.

En su funcionamiento convencional, las enfriadoras se encargan de extraer calor del agua glicolada del circuito de refrigeración, mediante un evaporador en el que el refrigerante HFC-134a pasa a estado de vapor saturado. Posteriormente, tras ser impulsado por un compresor de tornillo, el refrigerante condensa a temperatura y presión constante, desde un estado sobrecalentado hasta el punto de líquido saturado, y en este proceso cede una cantidad de calor, mayor que la que se absorbió en el evaporador. Este calor es disipado al ambiente por convección forzada. Factores como la temperatura del aire determinarán el rendimiento del ciclo frigorífico, y la cantidad de calor disipado.

El objetivo será canalizar el calor disipado hacia el flujo de AFCH, para comprobar hasta qué temperatura se puede precalentar el ACS, y en qué se ven afectadas las condiciones del ciclo frigorífico. Recuérdese que el agua de red debe calentarse hasta 60°C, y que la temperatura de condensación marca un límite superior para el nivel térmico del agua a la salida del intercambiador.

Para comprobar cuál es la energía involucrada en el proceso de refrigeración y disipación al ambiente, se resolverá el caso de funcionamiento convencional. Al igual que en las alternativas anteriores, se planteará el problema base sobre el que se realizarán modificaciones para introducir la recuperación de calor.

3.1.1. Resolución del problema base

Las características del sistema son las siguientes:

En cuanto a la red de AFC (agua fría de climatización):

- *El caudal mínimo del evaporador serán 29 l/s, y el máximo 105 l/s. Este caudal será siempre constante, debido a las condiciones de la bomba [32]. Los datos de la enfriadora están basados en los de un modelo TRANE como el descrito al principio del trabajo.*
- *La temperatura del AFC a la entrada del evaporador será de 12°C, y se debe enfriar hasta 7°C.*

En cuanto al flujo de aire por el condensador:

- *El caudal de aire total será de 89,1 m³/s [32], constante a lo largo de todo el día.*
- *Se considerará que el aire entra a una temperatura ambiente de 25°C.*

En cuanto al ciclo frigorífico:

- *El refrigerante será HFC-134a.*
- *Se evaporará a 4°C, y la temperatura de condensación será en principio 45°C.*

En cuanto a la red de ACS:

- *Se deberán calentar 82,5 m³ de AFCH cada día, de 10 a 60°C.*

La Figura 3.1 muestra el esquema la instalación simplificada. Primero se resolverá el ciclo frigorífico, mediante el software SOLKANE. Después se comprobará el coste de climatización y de calentamiento del ACS funcionando por separado.

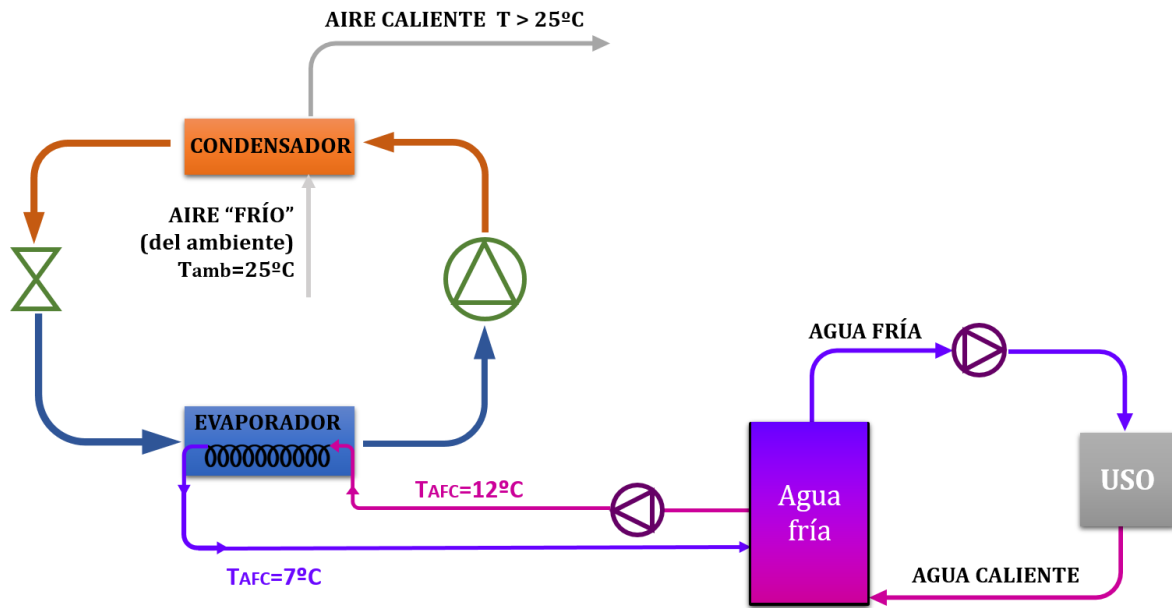


Figura 3.1. Esquema de la enfriadora de estudio y sistema de suministro de frío.

RESOLUCIÓN DEL CICLO FRIGORÍFICO

Para resolverlo, se obtendrá el valor de la potencia de refrigeración necesaria para enfriar el flujo de AFC, aplicando la Ecuación 2.24, en vez de a las aguas residuales, al AFC. El flujo másico de AFC será el flujo correspondiente a la media de los caudales máximo y mínimo indicados en las especificaciones técnicas de la enfriadora TRANE (ver enunciado).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{evap} &= \dot{m}_{AFC} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{AFC,entrada} - T_{AFC,salida}) = \\ &= 67 \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \cdot (12 - 7)^\circ\text{C} = 1400,3 \text{ kW}\end{aligned}$$

Obtenido el valor de la potencia frigorífica, se puede caracterizar el flujo másico de refrigerante, la potencia en el compresor, y el flujo de calor en el condensador. La Tabla 3.1 muestra el valor de las entalpías para una temperatura de condensación de 45°C, y los resultados obtenidos aplicando la Ecuación 2.23.

Tabla 3.1. Datos y cálculo del ciclo frigorífico del problema base de climatización.

DATOS ENFRIADORA TRANE			CÁLCULOS ENFRIADORA TRANE (SOLKANE)		
COP _{refrigeración}	5,34		Entalpía salida evaporador	400,8	kJ/kg
Temperatura de condensación	45	°C	Entalpía salida compresor	426,4	kJ/kg
Temperatura de evaporación	4	°C	Entalpía salida condensador	263,9	kJ/kg
Potencia frigorífica necesaria	1400,3	kW	Flujo másico refrigerante	10,2	kg/s
Relación de compresión	3,43		Potencia compresor	262,3	kW

El calor de condensación disponible será la suma de la potencia del compresor y la potencia frigorífica, 1662,6 kW. La energía disponible en el condensador, considerando un tiempo de funcionamiento de 24 horas, es de 143645 MJ diarios.

Este valor ha de ser comparado con la energía máxima posible a disipar en el flujo de aire a 25°C descrito en el enunciado, ya que este no podrá calentarse por encima de 45°C, y se ha limitado su flujo a través del condensador. El condensador de la enfriadora consta de unos ventiladores que hacen que durante todo el tiempo de funcionamiento el aire circule con un caudal de 89,1 m³/s, o lo que es lo mismo, 105,5 kg/s. Aplicando la Ecuación 2.21 al aire se obtiene la energía máxima que se puede disipar al ambiente:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{cond} &= \dot{m}_{aire} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_{cond} - T_{amb}) = \\ &= (150,5 \cdot 24 \cdot 3600) \text{ kg/día} \cdot 1,007 \cdot 10^{-3} \text{ MJ/kg}^{\circ}\text{C} \cdot (45 - 25)^{\circ}\text{C} = 183509 \text{ MJ/día} \end{aligned}$$

Lo cual, en 24 horas, supone un flujo máximo de 2124 kW. Como el calor disponible en el condensador es menor que el máximo, se podrá disipar en su totalidad en el flujo de aire. El flujo de aire tendrá una temperatura final de 41°C. La Tabla 3.2 muestra los resultados en el condensador.

Finalmente, obviando la energía consumida en los ventiladores, se calcula el coste de climatización, teniendo en cuenta el coste de 0,13 €/kWh ya considerado. El coste diario será de 818,26 €.

Tabla 3.2. Resumen de cálculos energéticos y económicos en el condensador del problema base.

CÁLCULOS CONDENSADOR		
Energía máxima posible a disipar	183509	MJ/día
Calor máximo posible a disipar	2123,9	kW
Energía disponible en el condensador	143645	MJ/día
Calor de condensación disponible	1662,6	kW
Temperatura aire salida condensador	41	°C
COSTES CLIMATIZACIÓN		
Coste del kWh	0,13	€/kWh
Coste diario climatización	818,26	€/día
Coste anual climatización	298664	€/año

DEMANDA DE CALOR DEL ACS

Considerando 500 bañeras, con un uso de 11 minutos diarios y caudal de 15 l/min, el ACS consumida al día asciende a 82,5 m³ (como en apartados anteriores), que calentados desde 10 hasta 60°C dan lugar a una demanda de 17243 MJ diarios.

Tabla 3.3. Resumen demanda de calor sin recuperación, problema base.

DATOS INSTALACIÓN ACS		
Flujo másico de red	82500	kg/día
Temperatura de red	10	°C
Temperatura agua caliente	60	°C
Energía necesaria ACS	17243	MJ/día
COSTES		
Coste energético total climatización +ACS	39902	MJ/día
Coste económico del Nm ³	0,60	€/Nm ³
Vgas necesario	500,56	Nm ³ /día
Coste diario ACS	300,34	€/día
Coste anual ACS	109622	€/año
COSTE TOTAL CLIMATIZACIÓN +ACS	1118,59	€/día
	408286	€/año

El coste de esta energía, aportada por una caldera, serán 300,34 €/día; lo correspondiente a un consumo de 500,6 Nm³ de gas natural diarios. En la Tabla 3.3 se resumen estos cálculos, y se muestra el coste energético y económico total del conjunto “climatización y calentamiento de ACS”.

3.1.2. Aprovechamiento del calor de condensación

En este apartado se tratará de evaluar si el calor disponible en el condensador de la enfriadora es suficiente para calentar el agua, al menos hasta la temperatura de condensación. Se tomará la hipótesis de que el 75% de la demanda de ACS se produce durante dos horas al día (al principio de la jornada). Se supone demanda constante de frío durante 24 horas. La Figura 3.2 ilustra la recuperación con simultaneidad:

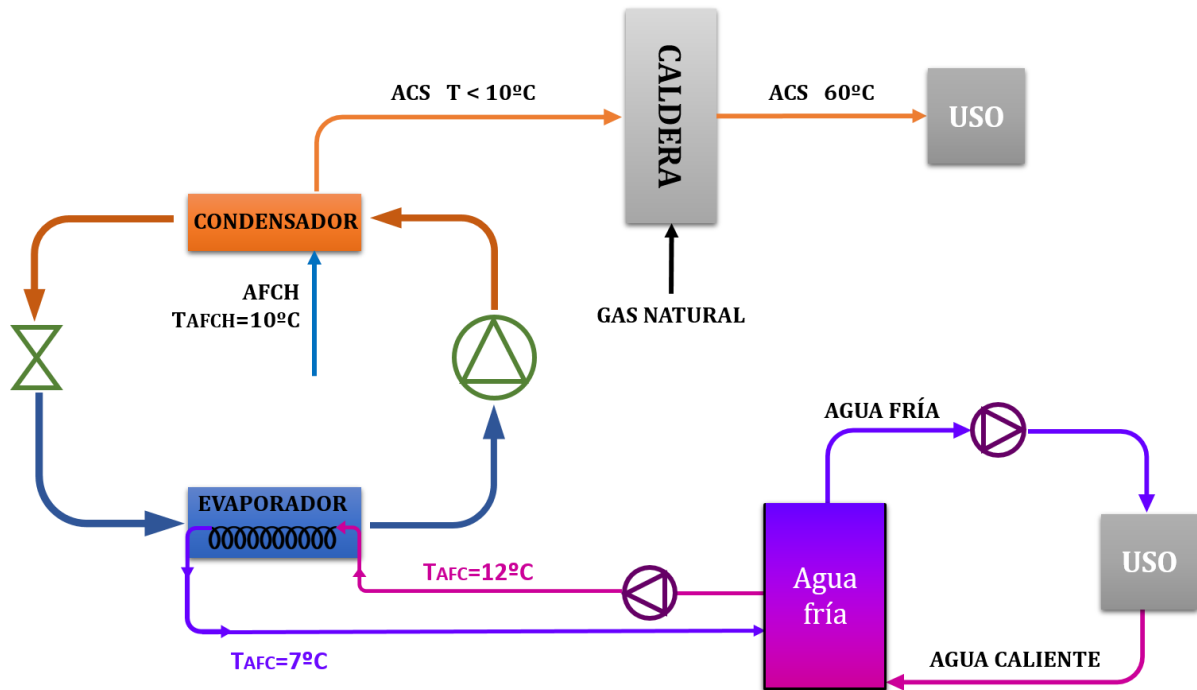


Figura 3.2. Esquema de la recuperación instantánea de calor de una enfriadora, sin acumulación.

En un principio, atendiendo a los resultados del apartado anterior, se puede observar que la energía disponible en el condensador a lo largo de todo el día (143645 MJ/día) es mayor que los 17243 MJ necesarios para calentar el ACS diario hasta 60°C . Sin embargo, el condensador disipa esta cantidad funcionando a potencia constante durante 24 horas, por lo que es necesario comprobar cuánto es capaz de disipar durante las dos horas de demanda de ACS. Si el flujo de calor de condensación a lo largo del día es de 1662,6 kW (ver Tabla 3.2), durante dos horas el condensador tendrá tan solo disponibles 11970 MJ (2/24 partes del total diario).

Por otro lado, la demanda de calor del ACS durante las dos horas será el 75% de la demanda total para llegar hasta 60°C : 12932 MJ (ver Tabla 3.4).

Tabla 3.4. Datos de partida del consumo de ACS para la resolución del problema simultáneo.

DATOS CONSUMO ACS		
Tiempo de consumo crítico	2	h/día
% Consumo en horas críticas	75	
Flujo a calentar en horas críticas	61875	kg/día
Flujo a calentar en resto día	20625	kg/día
Energía necesaria ACS		
durante las horas críticas	12932	MJ/día
durante el resto del día	4311	MJ/día

Antes de comparar, es necesario atender a la limitación que viene dada por la temperatura de condensación, 45°C, ya que el agua no podrá superar este nivel térmico al pasar por el condensador. Es decir, el ACS no podría absorber los 12932 MJ, sino solo lo correspondiente al salto térmico de 10 a 45°C: 9052 MJ. En definitiva, la energía máxima posible a absorber por parte del ACS sí está disponible durante las dos horas de funcionamiento en el condensador:

$$Q_{\text{máx a recibir}} = 9052 \text{ MJ} < 11970 \text{ MJ} = Q_{\text{disponible en condensador}}$$

Por tanto, durante las dos horas críticas, el agua podrá calentarse hasta 45°C. Como la potencia del condensador ha sido suficiente para suministrar calor durante el período crítico calentando hasta 45°C, también será capaz de calentar el resto del agua (25% del total) hasta 45°C durante las 22 horas restantes. Nótese que sobra calor en el condensador (ver Tabla 3.5), y por tanto será necesario disiparlo al ambiente mediante otro intercambiador en serie.

Tabla 3.5. Cálculos de la recuperación de calor de las enfriadoras, $T_{\text{cond}}=45^\circ\text{C}$.

CÁLCULOS RECUPERACIÓN	durante las horas críticas	durante el resto del día	
Energía máxima posible a recibir	9052	3017	MJ/día
Energía disponible condensador	11970	131675	MJ/día
Energía diaria cedida al ACS (ahorrada)	9052	3017	MJ/día
Temperatura ACS salida condensador	45	45	°C

Para solventar la limitación de los 45°C, una solución sería elevar la temperatura de condensación hasta 60°C, aumentando la relación de compresión hasta 5. Además de aumentar la energía disponible en el condensador, en este caso sí sería posible calentar el ACS hasta 60°C, omitiendo cualquier tipo de calentamiento convencional posterior. La Tabla 3.6 muestra el resultado de la recuperación en las nuevas condiciones.

 Tabla 3.6. Cálculos de la recuperación de calor de las enfriadoras, $T_{\text{cond}}=60^{\circ}\text{C}$.

CÁLCULOS RECUPERACIÓN	durante las horas críticas	durante el resto del día	
Energía máxima posible a recibir (toda la necesaria, ver Tabla 3.4)	12932	4311	MJ/día
Energía disponible condensador	13040	143441	MJ/día
Energía diaria cedida al ACS (ahorrada)	12932	4311	MJ/día
Temperatura ACS salida condensador	60	60	°C

Nótese que la energía disponible en el condensador ha aumentado, porque también lo ha hecho la potencia de la bomba de calor. A continuación, se comprobará cuál de las dos opciones supone un mayor ahorro.

Tabla 3.7. Análisis de recuperación. Comparación de casos con distinta temperatura de condensación.

Temperatura de condensación	45	60	°C
Potencia compresor	262,3	410,8	kW
Energía eléctrica consumida bomba de calor	22659	35495	MJ/día
Coste climatización diario	818,26	1281,77	€/día
Temperatura final ACS	45	60	°C
Energía a aportar caldera	5173	0	MJ/día
Vgas necesario	150,2	0	Nm ³ /día
Coste de calentamiento diario	90,10	0	€/día
Coste total climatización + ACS	908,36	1281,77	€/día
Ahorro respecto a <u>no recuperación a 45°C</u>	12070	4407	MJ/día
	210,23	-163,18	€/día

En la Tabla 3.7 se extraen conclusiones importantes. En primer lugar, fijar la temperatura de condensación en 60°C permite calentar todo el agua de manera limpia, sin emisiones locales de CO₂. Sin embargo, el coste es mucho mayor, pues ha aumentado mucho la energía eléctrica necesaria en el compresor. **El ahorro energético y económico se ha calculado comparando con el caso en que no hay recuperación y la T_{condensación} es 45°C**, es decir, respecto a los 39902 MJ/día y los 1118,59 €/día calculados en el apartado anterior. Por ello se obtiene un valor negativo de ahorro económico; recuperar el calor prescindiendo de caldera y elevando T_{cond} hasta 60°C, implica un coste económico mayor que el funcionamiento de ambos sistemas por separado y condensando a 45°C, debido al coste eléctrico del proceso.

A este aumento de coste económico con respecto a la situación inicial, se une que el COP de refrigeración disminuye mucho al aumentar la temperatura de condensación (de 5,3 a 3,4). Esto ya no se puede solventar aumentando la temperatura de evaporación, pues se limitaría el enfriamiento del AFC (que debe enfriarse hasta 7°C). La conclusión es que no merece la pena aumentar tanto la temperatura de condensación, pero sí supone un ahorro considerable calentar hasta 45°C mediante el efluente térmico residual.

Disminuir la temperatura de condensación hasta 35°C podría incluso aumentar más el COP (aunque disminuyera la temperatura de precalentamiento), y sería necesario evaluar si el balance económico mejoría en este supuesto (disminuiría el coste eléctrico y aumentaría el de gas). Sin embargo, el estudio se centrará más en compaginar las demandas del edificio, como se explica en el párrafo siguiente.

El principal problema de este planteamiento es considerar constante la demanda de frío a lo largo de todo el día, con una misma potencia de refrigeración y calentamiento de la bomba de calor. Al igual que el ACS, las enfriadoras funcionarán con una potencia mayor a lo largo de las horas más calurosas de la jornada. En el apartado siguiente se abordará este desfase, así como sus consecuencias en la recuperación de calor, y se comprobará la influencia de esta consideración en los resultados de la recuperación.

3.2. PROBLEMA DEL DESFASE: TIEMPOS DE FUNCIONAMIENTO Y PERFILES DE USO

Al igual que en el apartado 2, es necesario contemplar el desfase existente en el funcionamiento de los sistemas. En un breve repaso por el mencionado apartado, lo primero que se consideró fue la no simultaneidad de uso de las bañeras durante los 120 minutos establecidos. Se reducía así la potencia de calentamiento de la caldera solo a aquella necesaria para el número de bañeras funcionando a la vez en cada momento. En este punto, la aportación de calor aún no se había desacoplado de la demanda de ACS (se consideraba calentamiento simultáneo). En este apartado se utilizará un enfoque similar en cuanto a la simultaneidad de uso de las bañeras.

Posteriormente, se abordó la acumulación de calor. Cuando se trataba de recuperar calor de las aguas residuales, se utilizó la acumulación de estas aguas grises para desacoplar la recuperación de calor con la demanda de ACS, ya que se podía elegir el régimen de funcionamiento de la bomba de calor. Sin embargo, en este apartado ya no es posible escoger el régimen de tiempos, porque el funcionamiento de la enfriadora está supeditado a la demanda de frío durante el día. Esta demanda es superior a lo largo de las horas centrales de la jornada, entre las 12:00 y las 18:00, y por tanto no coincide con las horas críticas de consumo de ACS, de 8:00 a 10:00.

Ante este desfase de potencias, existen soluciones que, mediante control, tienen en cuenta la inercia de la acumulación y pueden incluso hacer coincidir el principal período de producción de frío con el de demanda de ACS. Dichas soluciones no son evidentes y sobrepasan los objetivos de este trabajo, por lo que el modo de proceder será similar al caso de las aguas residuales, estableciendo los perfiles de uso de cada sistema y comprobando la compatibilidad que presentan para la recuperación de calor.

3.2.1. Cálculo de la Demanda: Simulación de Perfiles de Uso

La demanda de frío se extiende más a lo largo del día que la de ACS, puesto que en un edificio sanitario siempre existirá necesidad de frío para la climatización permanente de estancias (quirófanos, salas con cargas sensibles continuas, etc.). Esto significa que siempre existirán efluentes térmicos residuales aprovechables para precalentar agua. Por otro lado, puesto que ya no se van a estudiar solo las dos horas de suministro de ACS, es necesario considerar que un pequeño flujo de ella sigue demandándose durante el resto de horas del día (existen otras muchas aplicaciones, como cocina, limpieza, lavabos, etc.).

Las nuevas condiciones en que se van a desarrollar los perfiles de uso son las siguientes:

En cuanto a la red de AFC (agua fría de climatización):

- *Las temperaturas del AFC a la entrada y salida del evaporador seguirán siendo las mismas (12 y 7°C).*
- *En este caso, aunque la cantidad diaria de AFC a enfriar va a ser la misma que los apartados anteriores ($67\text{kg/s}\cdot 24\text{h}\cdot 3600\text{s/h}=5788800\text{ kg}$), esta se va a distribuir de manera diferente a lo largo del día. De esta forma:*
 - *Existirá un porcentaje de consumo fijo, a lo largo de todo el día, del 20% de la cantidad de AFC indicada.*
 - *El 80% restante será un porcentaje variable de AFC que se enfriará durante las horas centrales, de 12:00 a 18:00h.*

En cuanto al ciclo frigorífico, se mantiene el refrigerante y la temperatura de evaporación, pero la temperatura de condensación variará según el momento de funcionamiento:

- *Durante las horas de menor demanda de frío, la potencia será menor y se condensará a 45°C.*
- *Durante las horas de mayor demanda de frío, la potencia será mayor y se condensará a 60°C.*

En cuanto a la red de ACS:

- *El consumo de los 82,5 m³ continuará concentrándose de 8:00 a 10:00 h.*
- *A mayores, se considerará un consumo de 30 l/min constante a lo largo de todo el día, de manera que siempre habrá demanda de ACS.*

Por el momento, sigue siendo aplicable la configuración de recuperación instantánea de la Figura 3.2, puesto que el análisis va a comprobar cuánta energía es demandada y cuánta hay disponible en cada momento, de una manera más precisa que en el apartado anterior (en el apartado 3.1.2. *Aprovechamiento del calor de condensación* solo se consideró que el 75% del ACS era demandado en dos horas).

Al igual que en el apartado 2.3.1, se dibujan los perfiles. En primer lugar, en una hoja de Excel se han establecido 144 intervalos de 10 minutos, desde las 0:00 hasta las 23:50. A continuación, mediante el comando *DISTR.NORM.N*, se ha asignado a la demanda variable de frío y ACS un comportamiento según la distribución normal, con media en el momento de mayor demanda. De esta forma, cada intervalo tiene asignado un porcentaje que representa la proporción de demanda de frío o de ACS:

- Para la demanda de ACS, se ha tomado un valor de media de 55, y desviación típica de 3. Esto quiere decir que la mayor demanda se produce en el intervalo número 55, es decir, de 9:00 a 9:10h. La desviación típica de 3 se corresponde con un valor temporal de 30 minutos (pues cada intervalo es de 10 minutos).
- Para la demanda de frío, se ha tomado un valor de media de 90 y desviación típica de 12 intervalos. Esto supone que el pico de demanda de frío se produce en el minuto 900 del día, es decir, de 14:50 a 15:00h. La dispersión es mucho mayor (120 minutos), de manera que se extiende la demanda a lo largo de las 6 horas establecidas.

Todos los porcentajes suman el 100% entre las 0:00 y las 23:50 para cada serie. La Figura 3.3 representa las dos distribuciones, asignando a cada intervalo de tiempo un porcentaje de consumo.

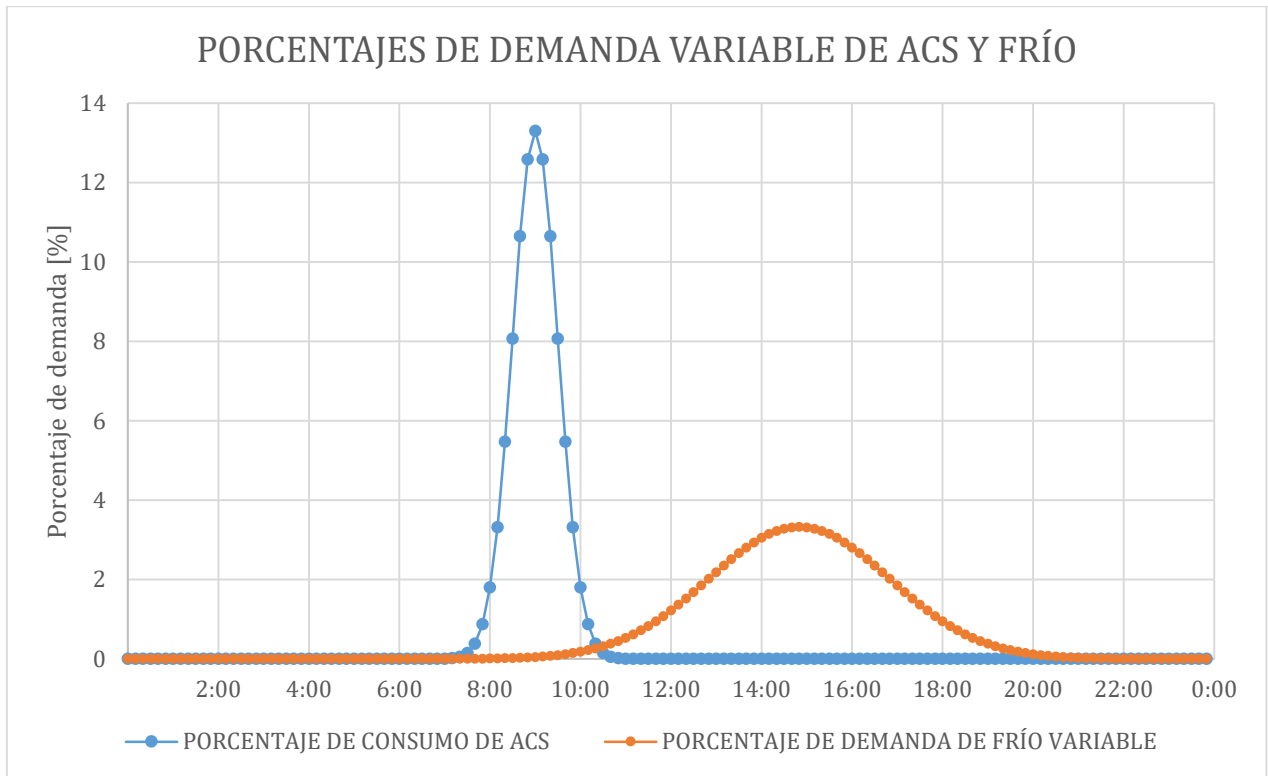


Figura 3.3. Gráfico del porcentaje de demanda variable de ACS y frío en cada momento del día.

Los porcentajes generados dan lugar al efecto deseado: entre las 8:00 y las 10:00 se consume el 95,3% del ACS (de los 82,5 m³), y entre las 12:00 y las 18:00 se produce el 86,6% de la demanda variable de frío.

Con ello, se han podido calcular las demandas totales, en términos de flujo másico de agua a calentar o enfriar.

Para la demanda de ACS, se ha multiplicado la cantidad total a suministrar por la mañana, 82500 kg de agua (ver Apartado 2), por el porcentaje asignado a cada intervalo de 10 min, y además se ha sumado en todos los puntos la cantidad correspondiente a 30 l/min (300 kg/intervalo). En total se calientan 125700 kg de agua diarios. El resultado es el de la Figura 3.4.

Por otro lado, para la demanda de frío, se ha calculado la cantidad de AFC, que en este caso sí varía a lo largo del tiempo. En primer lugar, se ha dividido la cantidad fija de agua a enfriar (el 20% de los 5788800 kg) entre los 144 intervalos, dando lugar a 8040 kg de AFC cada 10 minutos. A esta cantidad se ha sumado el 80% variable, 4631040 kg, aplicando en cada momento el porcentaje de demanda de frío calculado anteriormente. El resultado se muestra en la Figura 3.5.

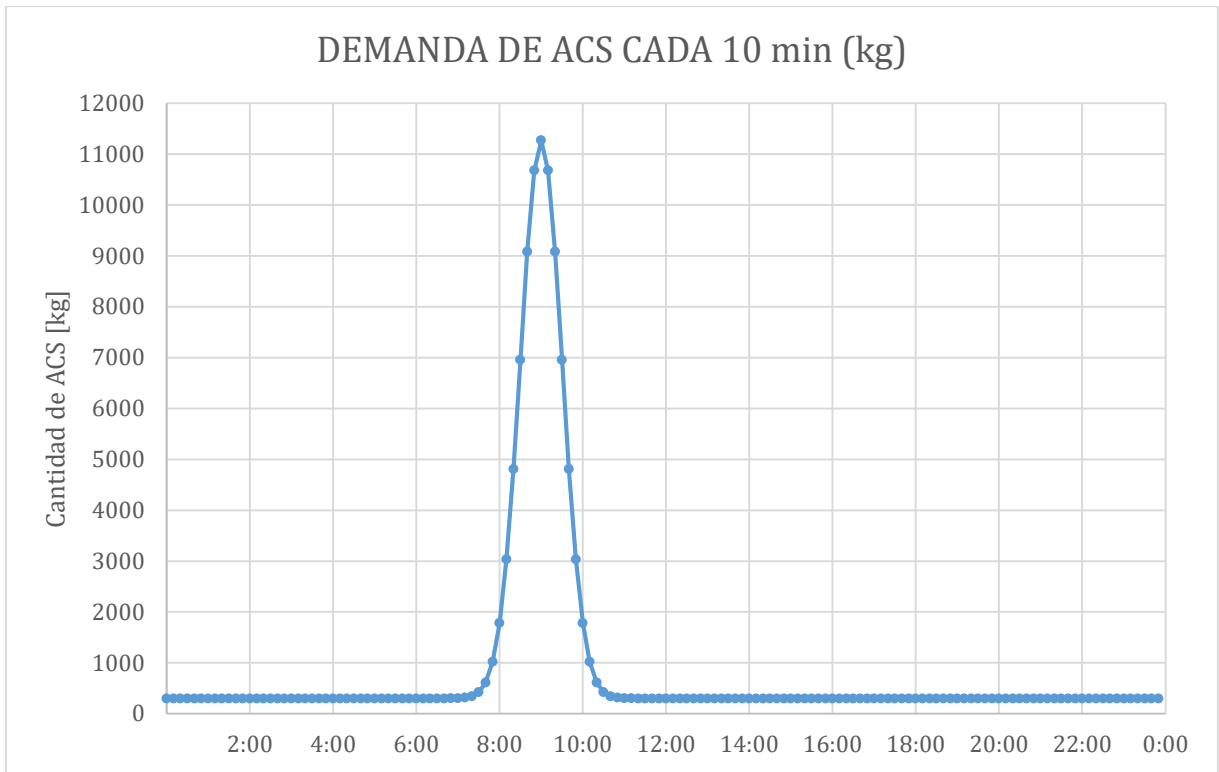


Figura 3.4. Distribución de demanda de ACS cada 10 minutos a lo largo del día.

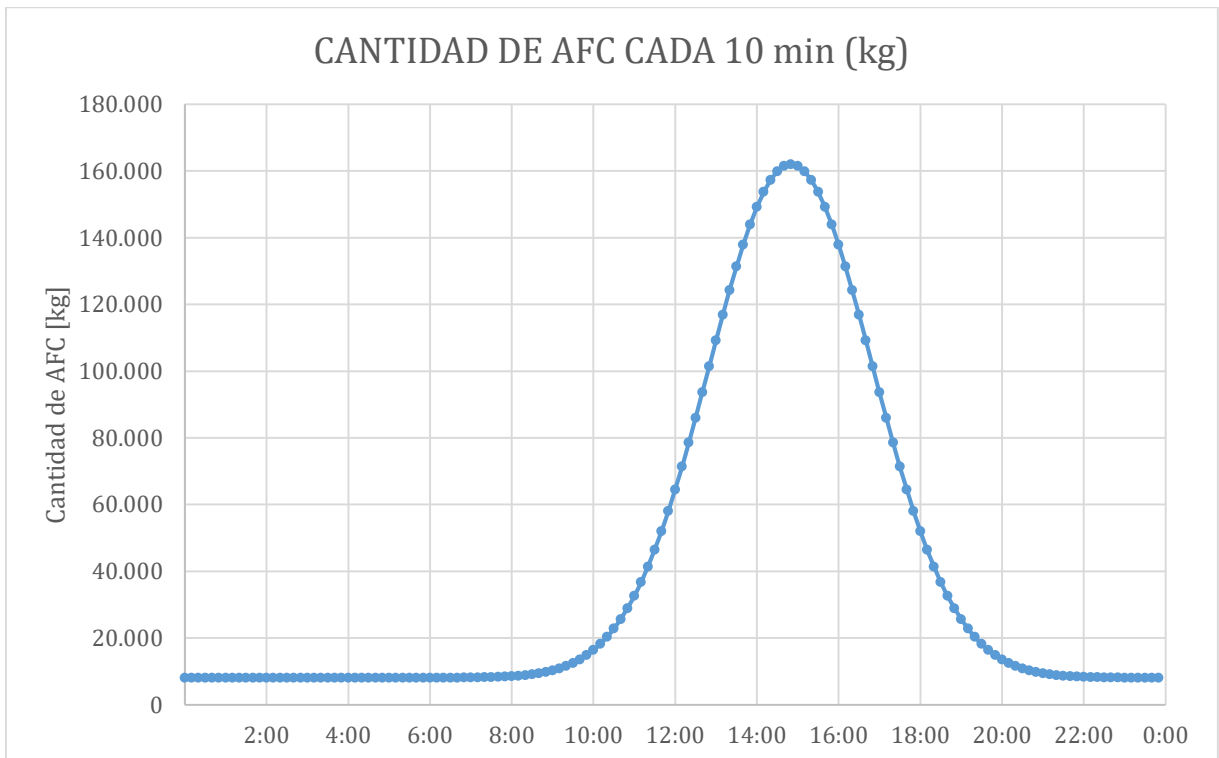


Figura 3.5. Distribución de demanda de AFC cada 10 minutos a lo largo del día.

La cantidad máxima de agua a enfriar en 10 minutos es 162000 kg, lo cual supone un flujo de 270 litros/s. No importa que el caudal máximo del evaporador fuera 105 l/s, ya que puede existir una enfriadora auxiliar en paralelo capaz de ayudar a enfriar el flujo que la primera no admite. Todo el caudal de ACS circularía entonces por ambas enfriadoras para recoger todo el calor de condensación.

Conocido el flujo de agua a calentar y enfriar, se procede a calcular la demanda de calor del ACS y la disponibilidad del mismo en el condensador. Teniendo en cuenta las temperaturas de condensación en cada instante, la temperatura de consigna del ACS, y resolviendo para cada punto el ciclo frigorífico, se obtiene el resultado de la Figura 3.6.

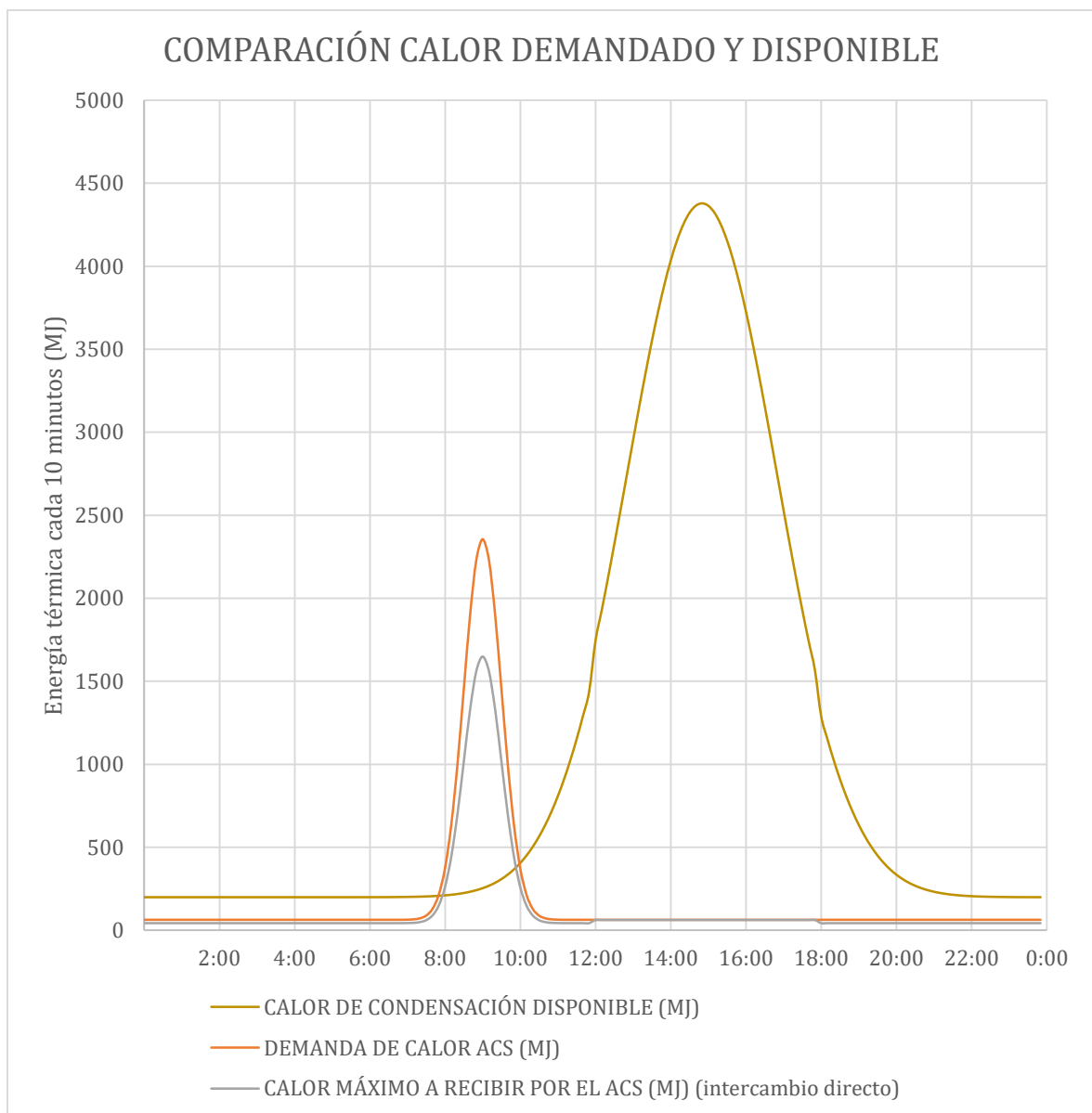


Figura 3.6. Comparación entre calor disponible y demandado en cada momento.

Como se puede observar, el calor de condensación es prácticamente siempre mayor que el demandado por el ACS, salvo en el intervalo crítico de 8:00 a 10:00h, es decir, el calor de condensación cubre la demanda fija de ACS a lo largo del día. Sin embargo, en el intervalo crítico, la energía térmica disponible en el condensador no es suficiente.

Es necesario volver a destacar que el ACS no podrá elevarse siempre hasta 60°C aunque exista el calor suficiente disponible para ello, pues el límite superior es la temperatura de condensación. Por ello, entre las 12:00 y las 18:00h el calor demandado por el ACS para calentarse coincide con el calor máximo posible a recibir (Figura 3.6): porque la temperatura de condensación en ese período de tiempo es 60°C. En el resto de horas, el ACS solo podrá calentarse hasta 45°C. En el intervalo crítico indicado para el ACS (período de duchas), la temperatura final ni siquiera alcanzará los 45°C, puesto que la demanda es mucho mayor. La evolución de temperaturas se presenta en la Figura 3.7:

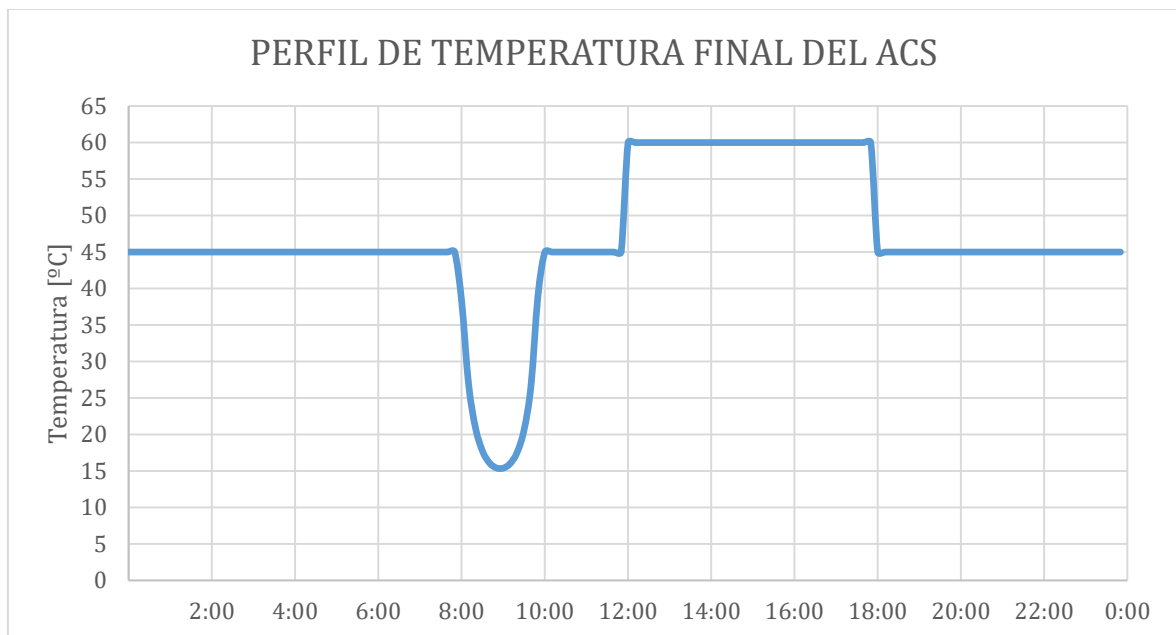


Figura 3.7. Evolución de la temperatura final del ACS en cada momento.

La última e importante conclusión a destacar es que la cantidad de calor recuperado no es significativa comparada con la cantidad de calor no aprovechado (que es la diferencia entre el calor disponible en el condensador, y el realmente recuperado). La Figura 3.8 muestra cómo las cantidades se encuentran descompensadas, llegando a desaprovechar más de 4000 MJ disponibles. La suma de ambas curvas da lugar al calor total disponible. Se observa cómo la forma de la gráfica del calor recuperado entre las

8:00 y las 10:00 h coincide con la del disponible en el condensador en ese intervalo (Figura 3.6), puesto que es el único momento en que se aprovecha la totalidad del calor disponible en el condensador (valor nulo de la serie “calor no aprovechado”).

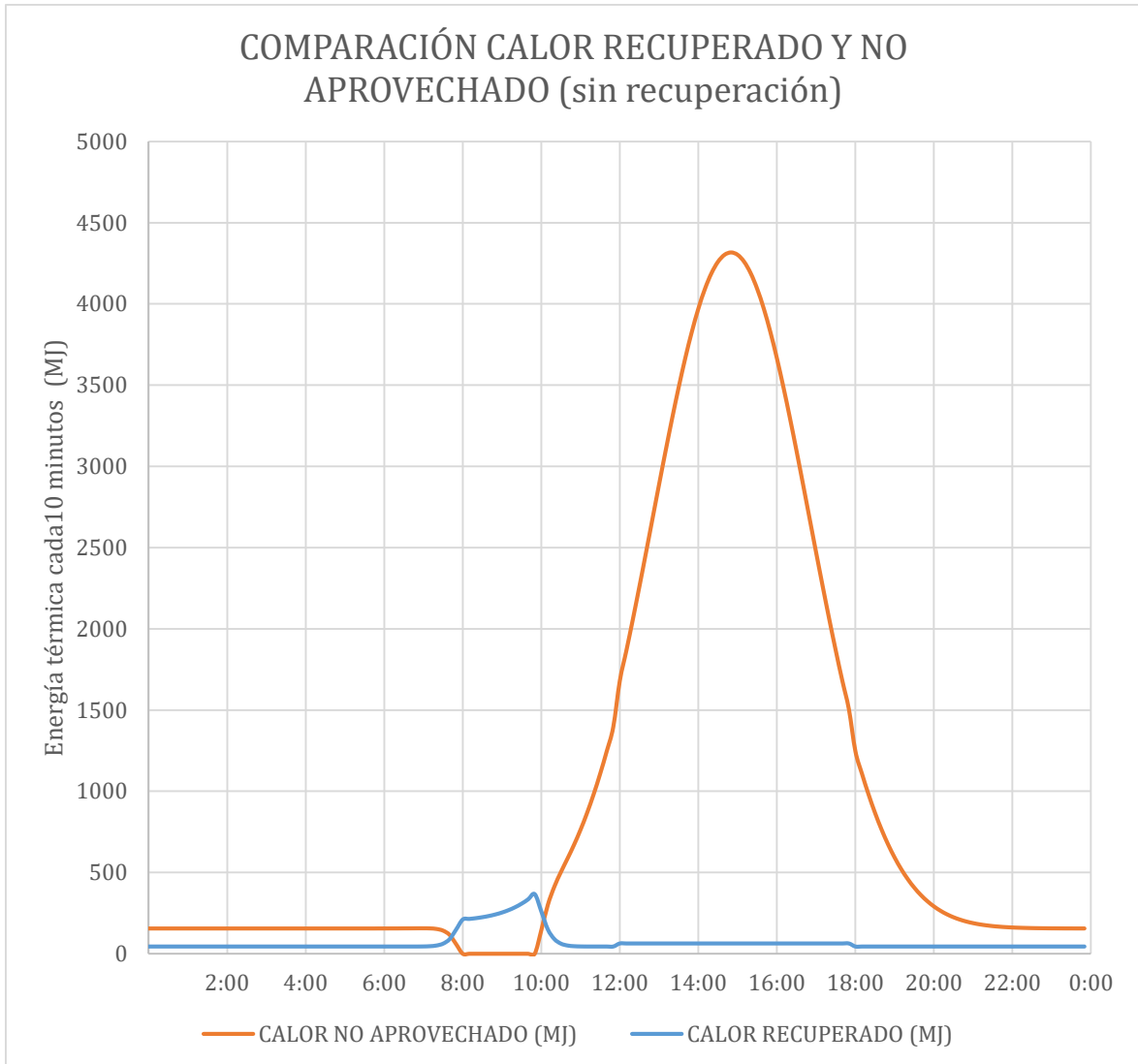


Figura 3.8. Gráfico comparativo de la energía térmica disponible y la realmente recuperada en cada intervalo de 10 min, para el caso sin acumulación.

La realidad es, por tanto, que hay demasiado calor disponible para calentar un flujo de agua poco significativo, y que cuando realmente es necesario, el calor disponible para recuperar no es suficiente para calentar el ACS. Así, se pone de manifiesto el principal problema de la recuperación instantánea: los desfases impiden una recuperación eficiente.

3.2.2. Acumulación para un Aprovechamiento Completo

Como era de esperar, la solución a la limitación que supone el desfase es la misma que en el caso de las aguas residuales: la acumulación.

En efecto, independizar la demanda de calor de su recuperación es la clave para poder recircularlo en el momento de demanda crítica. Esto pasa por almacenar el calor para un uso posterior, mediante depósitos interacumuladores capaces de mantener la temperatura del fluido durante largos períodos de tiempo.

El problema es por tanto muy similar al resuelto en el apartado 2: dimensionar un sistema de acumulación mediante tanques previos al suministro de ACS. El modelo diseñado en el mencionado apartado puede ser de utilidad también en este caso. A continuación, se presentan las principales similitudes y diferencias entre ambos casos:

- Al igual que en el caso de las aguas residuales, la idea principal es implementar dos depósitos: un primer depósito acumulador de ACS conectado al condensador de la enfriadora, y un segundo depósito interacumulador previo al suministro, conectado a la caldera.
- En este caso la fuente de calor ya no son las aguas residuales, sino que por el evaporador pasa el AFC templada para enfriarse. Este agente es convencionalmente almacenado en un depósito de agua fría. La principal diferencia es que las aguas residuales podían almacenarse incondicionalmente, puesto que no tenían un uso posterior. Sin embargo, el AFC es un agente demandado diariamente, y no se puede escoger el régimen en que funcionará la enfriadora. Este régimen no es otro que el mostrado en las figuras del apartado *3.2.1. Cálculo de la Demanda: Simulación de Perfiles de Uso*.
- La última diferencia respecto al sistema ya planteado es que el condensador suele estar integrado en el dispositivo de la enfriadora. Hacer pasar el refrigerante a través de una camisa de transferencia será por tanto más complicado en este caso en el que la bomba de calor no se diseña por completo. La solución será hacer pasar el AFCH directamente a través del condensador, para almacenarlo después de su calentamiento, en vez de suministrar el calor directamente al depósito mediante una camisa de transferencia.

La forma del sistema se esquematiza en la Figura 3.9:

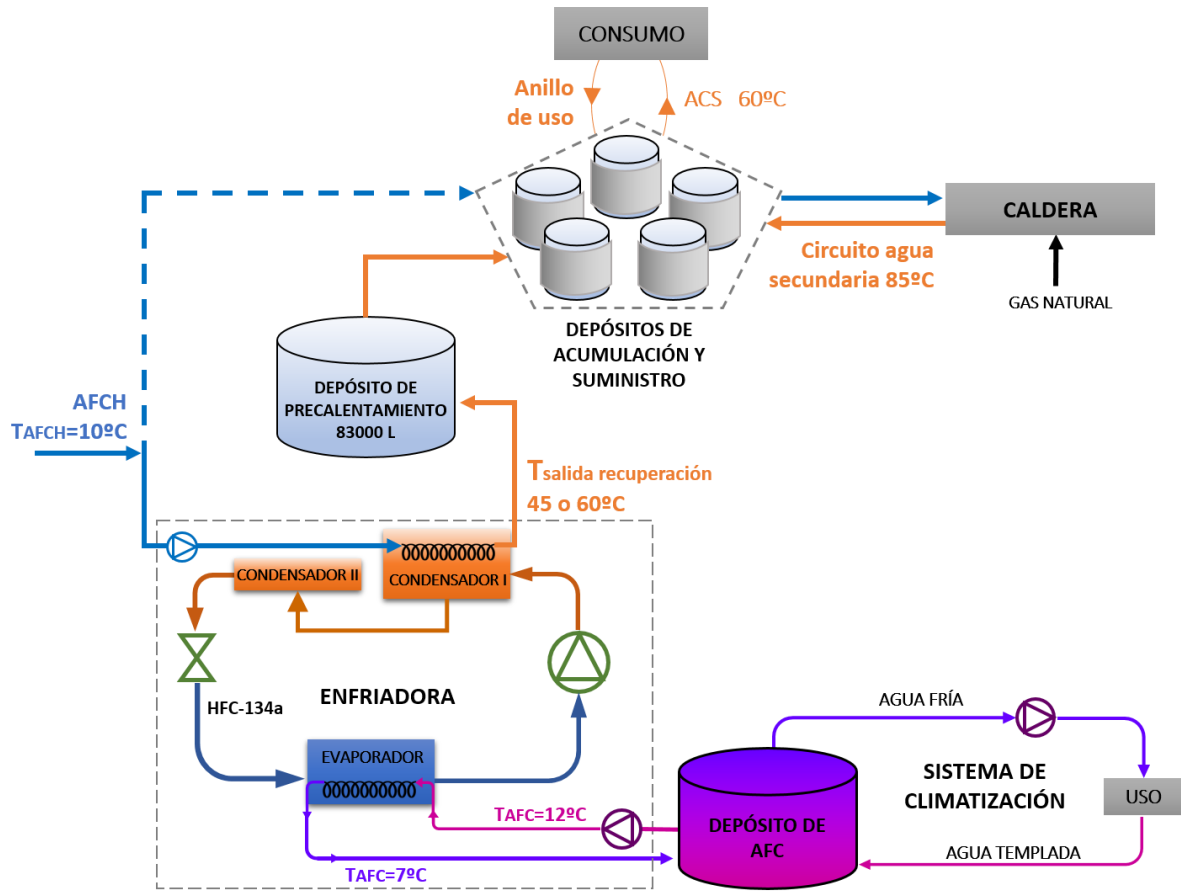


Figura 3.9. Esquema de la instalación de recuperación de las enfriadoras con acumulación.

El análisis en este nuevo caso se centrará en las consecuencias energéticas y económicas de la recuperación, sin reparar en la efectividad del condensador, y por tanto suponiendo que el AFCH puede precalentarse hasta la temperatura de condensación.

CÁLCULO DE LA RECUPERACIÓN

La idea de aprovechamiento completo parte de la base de que el condensador cede al ambiente el calor suficiente como para cubrir toda la demanda de calor del ACS. Esto ya se podía intuir en la Figura 3.6, donde la curva del calor disponible en la condensación casi duplicaba en magnitud a la de demanda de calor.

Almacenar el calor permitirá no solo suministrarlo en el momento de máxima demanda de ACS, sino también extraerlo durante el período de máxima disipación de calor al ambiente. Ya no se podrá escoger el régimen de funcionamiento de la bomba, como se indicaba en los párrafos anteriores, pero sin embargo sigue habiendo total libertad para aprovechar el calor de condensación en el momento en que este sea máximo, disipándolo el resto del día al ambiente. Esta es la razón por la que, en la Figura 3.9, existe un condensador II en serie con el de recuperación.

Esto también implica que, mientras exista en el depósito suficiente ACS para cubrir la demanda en cada instante, el suministro de AFCH al depósito se puede hacer en las condiciones que más convengan.

A la limitación del desfase se unía la de la temperatura de condensación, como límite que el nivel térmico del ACS no puede superar. Podría plantearse un análisis del coste que supone aumentar la temperatura de condensación hasta 60°C durante todo el día, pero es más interesante comprobar si durante el período reducido de máxima demanda de frío (60°C en el condensador) el sistema es capaz de acumular todo el calor diario necesario para el ACS.

Atendiendo a estas explicaciones, se han fijado las siguientes premisas:

- *Se va a tratar de calentar toda el agua consumida diariamente durante las 6 horas de máxima demanda de frío, de 12:00 a 18:00h, haciendo pasar el flujo de AFCH por el condensador a 60°C.*
- *Tras llenar el depósito, no se volverá a suministrar agua hasta 24 horas después. Durante el día, se supondrá que en principio no hay pérdidas de calor en el depósito.*

En la simulación de los perfiles de demanda, en la hoja de Excel, se han llevado a cabo los cálculos correspondientes. En primer lugar, se ha sumado la cantidad de agua demanda en cada intervalo para obtener la cantidad total de ACS diario; uniendo los 30 l/min a los 82500 l demandados por las 500 bañeras, la cifra asciende a 125700 litros.

Este volumen se va a calentar durante las 6 horas de máxima demanda de frío, y se va a suministrar al depósito mediante una bomba hidráulica que proporcione flujo constante. 125700 litros/6 horas da lugar a un flujo másico de 5,82 kg/s. Este flujo comienza a circular hacia el depósito a las 12:00h.

Seguidamente, se ha calculado el volumen de agua existente en el depósito, suponiendo que a las 11:59 está prácticamente vacío. Esto no será así en la realidad, puesto que siempre tiene que haber una cantidad mínima de ACS disponible, pero se tomará por ahora esta consideración. Sumando la cantidad correspondiente a 5,82 kg/s y restando la cantidad demandada en cada intervalo, se ha obtenido el perfil de volumen de ACS en el interior del depósito a lo largo de todo el día

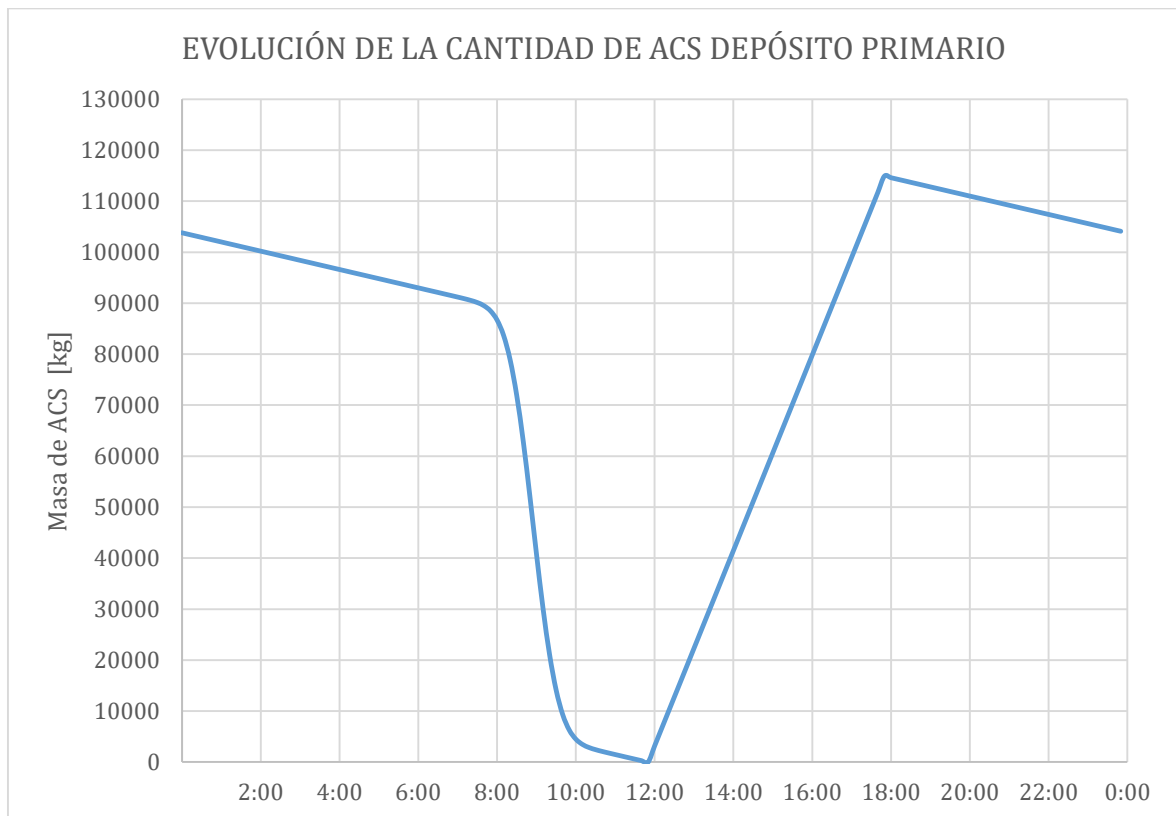


Figura 3.10. Evolución de la cantidad de ACS existente en cada instante del día en el interior del depósito de precalentamiento.

Lo primero que se puede concluir al observar la Figura 3.10 es que la mayor cantidad de agua acumulada se da al final del período de demanda de frío, a las 18:00, y es una cantidad mayor que 110 m³. Esto significa que seguramente será necesario distribuir la acumulación entre varios depósitos, puesto que las dimensiones serían demasiado grandes. El número de depósitos no tiene ninguna influencia en el análisis.

Por otro lado, se observa como la cantidad disminuye linealmente a partir de las 18:00h (demanda constante de 30 l/min de ACS) hasta que a las 8:00h cae repentinamente hasta vaciar el depósito, durante el período de duchas. El comportamiento se corresponde con las premisas planteadas.

A continuación, se debe comprobar la magnitud de la recuperación. Para ello, se ha tomado en cada intervalo el valor calculado anteriormente de calor disponible en el condensador. En este caso el flujo es doce veces mayor que antes, por lo que se aprovechará más el calor de condensación (recuérdese que sobraba demasiado cuando con él solo se calentaban los 30 l/min). De hecho, es de nuevo suficiente para elevar el nivel térmico del flujo de AFCH hasta la temperatura de condensación, 60°C. El calor aprovechado es:

$$Q = 125700 \text{ kg} \cdot 4,18 \cdot 10^{-3} \text{ MJ/kg}^{\circ}\text{C} \cdot (60 - 10)^{\circ}\text{C} = 26271 \text{ MJ}$$

mientras que el calor disponible en el condensador, sumando todos los valores entre las 12:00 y las 18:00h (ver Figura 3.6), asciende a 116254 MJ. La potencia, dados los 26271 MJ suministrados de manera uniforme a lo largo de 6 horas, es de 1216,3 kW.

Sigue sobrando calor, pero en este caso, se ha repartido mejor el aprovechamiento, puesto que se dispone de una masa almacenada de ACS a 60°C capaz de cubrir la demanda de un día completo. La Figura 3.11 representa de nuevo la comparación entre el calor recuperado y el no aprovechado. Comparando con la Figura 3.8, análogo pero sin acumulación, se observa cómo toda la demanda de calor se ha concentrado en el período de mayor demanda de frío, disminuyendo el calor no aprovechado de 4250 MJ hasta 3600 MJ durante los 10 minutos de máxima demanda de frío (pico de la curva). En términos diarios, el calor no aprovechado ha pasado de 142974 MJ a 126910 MJ (una diferencia de más de 16000 MJ recuperados respecto al caso de simultaneidad).

Todo el calor no aprovechado se disipa al ambiente mediante el condensador II.

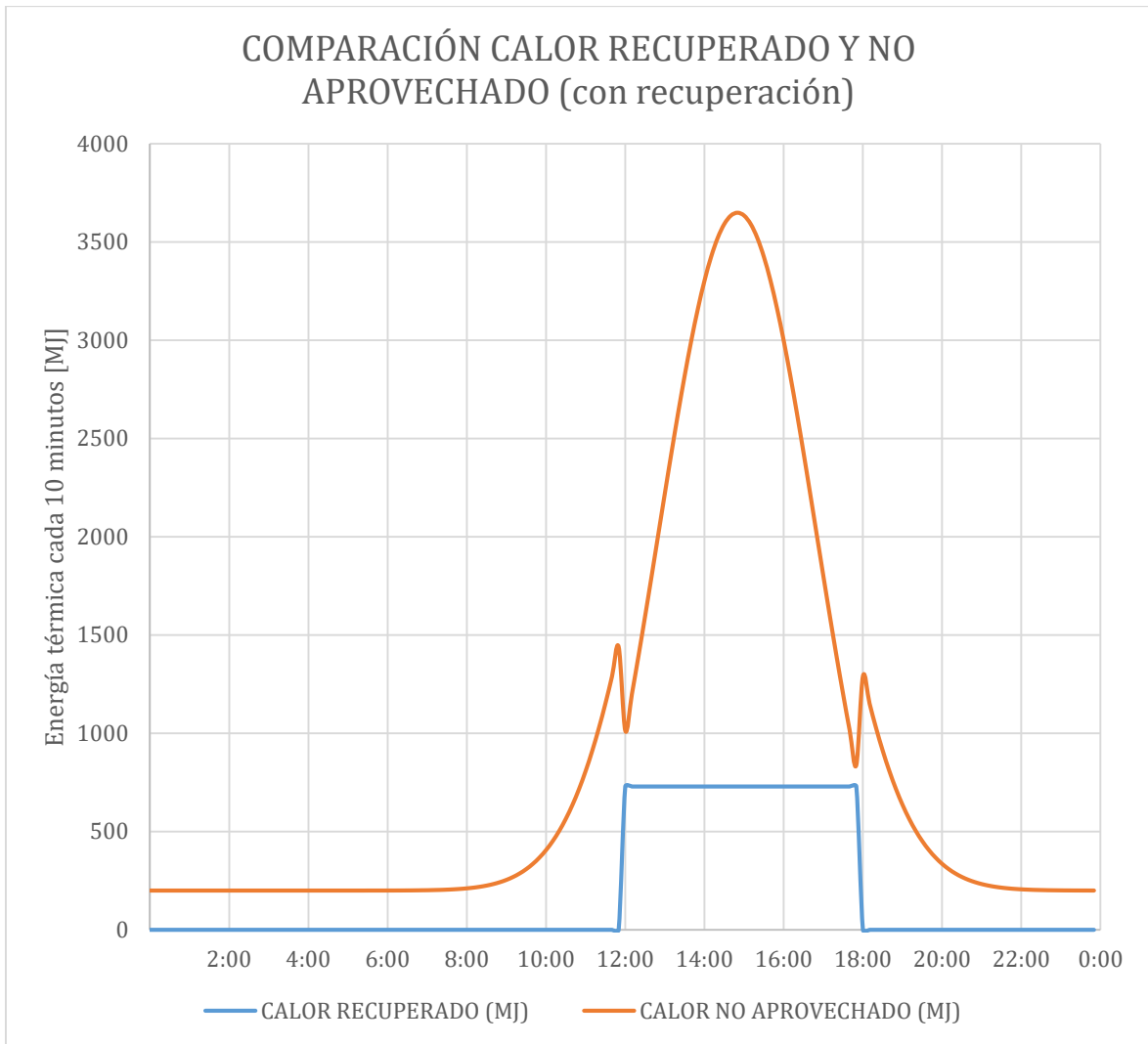


Figura 3.11. Gráfico comparativo de la energía térmica disponible y la realmente recuperada en cada intervalo de 10 min, para el caso con acumulación.

CÁLCULO DEL AHORRO

Calculado el ahorro energético, se evalúan por último las consecuencias económicas del proceso.

En primer lugar, el ACS entra al depósito de precalentamiento a 60°C , que es la temperatura de consigna, por lo que en principio no es necesario recurrir a ningún método convencional de calentamiento mediante calderas de gas, etc. En la realidad, deberán existir estos dispositivos de forma auxiliar, para cubrir las posibles pérdidas de calor a través de las paredes del depósito. Suponiendo que el ACS almacenado pierde 2°C a lo largo de todo el día, la cantidad de energía a proporcionar por una caldera sería:

$$Q = 125700 \text{ kg/día} \cdot 4,18 \cdot 10^{-3} \text{ MJ/kg}^{\circ}\text{C} \cdot 2^{\circ}\text{C} = 1051 \text{ MJ/día}$$

Suponiendo un rendimiento de la caldera de 0,95, la energía a aportar por el combustible será (Ecuación 2.4):

$$Q_{comb} = \frac{1051}{0,95} = 1106 \text{ MJ/día}$$

Lo cual supone un volumen de gas diario de 30,5 Nm³/día (aplicando la Ecuación 2.6), y un coste de 18,30 €/día (suponiendo 0,60€/Nm³).

Calentar solo mediante caldera y de manera instantánea el flujo total de ACS habría supuesto un consumo de 763 Nm³ diarios, y un coste de 457,8 €/día (calculado para cada intervalo en la hoja de Excel). Recuérdese que se ha considerado un flujo de ACS a mayores, constante a lo largo de todo el día, por lo que el coste sin recuperación aumenta respecto a alternativas anteriores.

Por otro lado, la enfriadora consume energía eléctrica en el compresor. Este coste se calcula en la hoja de Excel para cada intervalo, según el trabajo aportado en el compresor (32195 MJ en total), considerando un coste de 0,13 €/kWh. El resultado son 1163 €/día. Sin embargo, este consumo es el mismo aplicando o no la recuperación, puesto que aprovechar o no el calor de condensación no modifica los parámetros del ciclo frigorífico, tal y como se ha planteado el problema (se sigue disipando todo el calor, ya sea al agua o al ambiente, y se ha fijado como dato la temperatura de condensación). Por tanto, el ahorro económico viene dado por el ahorro en el sistema de calentamiento de agua, y no por una disminución del coste del sistema de climatización.

La Tabla 3.8 muestra el ahorro total:

3. APROVECHAMIENTO ENERGÍA TÉRMICA DE LAS ENFRIADORAS

Tabla 3.8. Resumen de costes y cálculo del ahorro económico y de emisiones de CO₂ en la recuperación de calor de la enfriadora con acumulación.

SIN RECUPERACIÓN		
Volumen de gas necesario	763	Nm ³ /día
Coste de calentamiento convencional	457,60	€/día
Coste de climatización	1163	€/día
Coste total	1620	€/día
Emisiones locales de CO ₂	3,00	toneladas/día
CON RECUPERACIÓN		
Volumen de gas para suplir pérdidas	30,5	Nm ³ /día
Coste de calentamiento auxiliar	18,30	€/día
Coste de climatización	1163	€/día
Coste total	1181	€/día
Emisiones locales de CO ₂	0,01	toneladas/día
AHORRO ECONÓMICO	439,30	€/día
DISMINUCIÓN EMISIONES CO₂	2,99	toneladas/día

3.3. OPTIMIZACIÓN: ANÁLISIS DEL COP DE REFRIGERACIÓN Y EFICIENCIA

Tal y como se definió en la Ecuación 2.26, el COP de calefacción es el índice que indica la relación entre la energía o potencia cedida en el condensador de la bomba de calor, y la aportada en el compresor. Se trata de un parámetro indicativo del rendimiento del funcionamiento del ciclo frigorífico, de manera que, cuanto mayor sea, más calor se producirá en el condensador para un mismo trabajo en el compresor. En consecuencia, el calor absorbido en el evaporador también aumentará.

Optimizar el COP consiste en, dadas las condiciones externas impuestas por la instalación de climatización, modificar los parámetros necesarios para aumentar los flujos de calor de evaporación y condensación sin alterar el trabajo introducido en el ciclo de la enfriadora. El presente apartado tiene como objetivo revisar los valores de COP correspondientes a las alternativas expuestas en el apartado 3, y analizar qué posibilidades de mejora existen.

En el apartado 3.1.1 se resolvió el problema sin recuperación, en el que las enfriadoras condensan al ambiente, y el ACS se calienta mediante calderas. La temperatura de condensación se fijó a 45°C, y la de evaporación a 4°C. El ciclo frigorífico era el mostrado en la Figura 3.12.

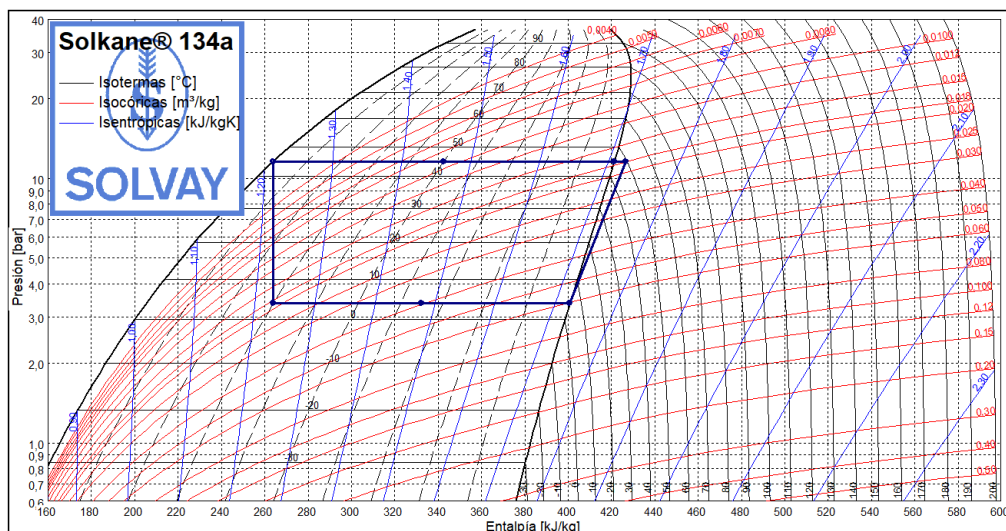


Figura 3.12. Ciclo frigorífico del problema convencional sin recuperación en la enfriadora y T^a de condensación 45°C. Fuente: SOLKANE.

El COP calculado era el de refrigeración, 5,3. La Ecuación 3.1 muestra la relación entre el COP de calefacción y refrigeración:

$$COP_{calefacción} = 1 + COP_{refrigeración} \tag{Ecuación 3.1}$$

de manera que, si uno crece, el otro también. El COP de calefacción era 6,3, lo cual supone un valor alto. No era necesario por tanto buscar una mejora, puesto que la temperatura de condensación no podía ser mucho más baja: durante los días calurosos, la temperatura ambiente puede acercarse a los 40°C. En este supuesto, si el salto térmico del aire hubiera sido únicamente 5°C, fijado el flujo de aire, se ha comprobado que no es un salto térmico suficiente para disipar al ambiente todo el calor disponible en el condensador. La reacción del ciclo sería una subida de la temperatura de condensación y una disminución del COP.

Por otro lado, la temperatura de evaporación tampoco podría ser superior a 4°C. Aunque no se ha dimensionado la efectividad del evaporador, la máxima temperatura de evaporación posible son los 7°C a los que se debe enfriar el AFC. Evaporar a 4°C supone una efectividad de 0,63 para este intercambiador de cambio de fase, valor razonable, en el que se podrá intervenir posteriormente si el COP lo requiere.

Seguidamente, en el apartado 3.1.2 se planteó el aprovechamiento simultáneo, y observando la limitación para calentar el ACS, se planteó aumentar la temperatura de condensación hasta 60°C. El nuevo ciclo frigorífico se muestra en la Figura 3.13.

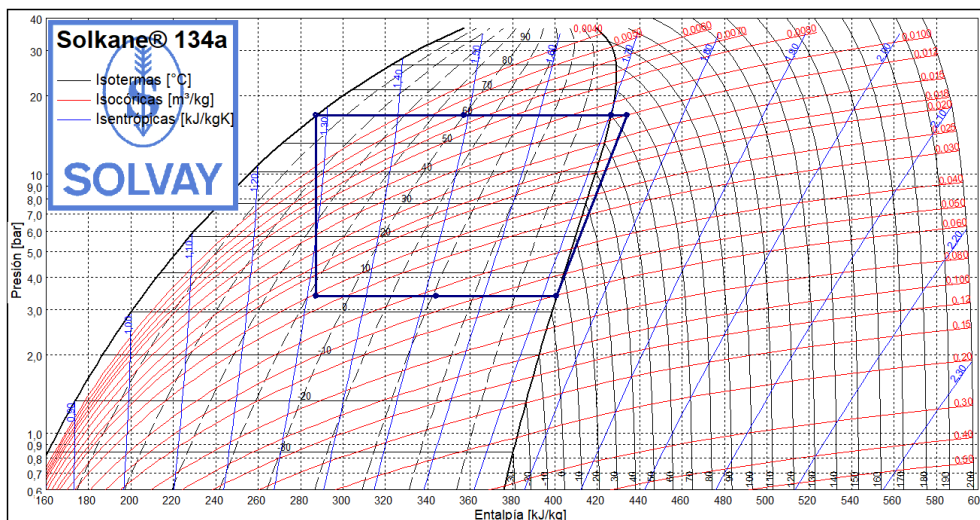


Figura 3.13. Ciclo frigorífico del problema con recuperación en la enfriadora y Tª de condensación 60°C. Fuente: SOLKANE.

La consecuencia del aumento de temperatura es la disminución de COP de calefacción hasta 4,4.

A pesar de la disminución del COP, y además de las consecuencias económicas evaluadas (habiendo llegado a la conclusión de que no es rentable esta subida de nivel térmico para el caso de recuperación simultánea), el sentido de aumentar la temperatura de condensación es el de facilitar la evacuación del calor desde el condensador, a través de un mayor salto térmico. Aunque el problema haya sido resuelto fijando la temperatura de condensación, la enfriadora realmente se adaptará a la temperatura del ambiente modificando la temperatura de alta, para ser capaz en todo momento de disipar todo el calor.

Posteriormente, en el planteamiento de los perfiles de uso, se decidió combinar ambas temperaturas, aumentando hasta 60°C durante el período de mayor demanda de frío, y aproximándose así al comportamiento real de la enfriadora. Esto suponía disminuir el COP durante las seis horas establecidas. En este punto se pueden hacer varias consideraciones:

- Aunque se ha considerado constante, la temperatura de evaporación es convencionalmente menor durante las horas de máxima demanda de frío. Esto quiere decir que sería posible aumentarla ligeramente durante el período de menor demanda (T^a de condensación=45°C). Si en este período se aumenta por tanto la efectividad del evaporador hasta 0,8, las consecuencias son las siguientes:
 - Siendo la temperatura de consigna del AFC 7°C, la temperatura de evaporación asciende hasta 5,8°C, y el COP de calefacción asciende de 6,3 a 6,7.
 - La relación de compresión será menor durante las 18 horas de menor demanda de frío (disminuye de 3,4 a 3,2).
 - La reducción del trabajo necesario en el compresor durante las 18 horas consideradas puede suponer un ahorro, considerando que en las 6 de mayor demanda la temperatura de condensación y la relación de compresión son mucho mayores.

- La otra consideración importante puede ser reducir el tiempo en que la temperatura de condensación asciende a 60°C a únicamente las tres horas centrales, de 13:30 a 16:30h. Esto permitirá disminuir el tiempo en que el ciclo funciona con COP menor, y por tanto supondrá un ahorro en trabajo del compresor.

Tras realizar el nuevo cálculo, en efecto, el trabajo aportado por el compresor disminuye de 32195 a 28592 MJ; un ahorro de 3603 MJ que permitirá ahorrar a mayores 131€ diarios.

También se ha comprobado si es posible seguir recuperando la misma cantidad de calor durante estas horas de mayor T^a de condensación. El resultado es que, aumentando el flujo de ACS al doble, 11,64 kg/s, es posible calentarlo en su totalidad hasta 60°C y almacenarlo en 3 horas. Por tanto, se podría aplicar la optimización.

Finalmente, indicar que se pueden plantear otros sistemas alternativos, como precalentar el ACS con acumulación hasta temperaturas inferiores a 60 °C favoreciendo el COP de las enfriadoras, pero eso precisaría de un aporte de gas superior en calderas y un proceso de optimización que permita seleccionar la temperatura de condensación más adecuada. Todos los parámetros de operación y posibles combinaciones que se puedan plantear precisarían de un estudio específico similar a los planteados en los diferentes casos analizados.



A continuación, se resumirá en una tabla comparativa el ahorro de todas las alternativas referentes a la recuperación del calor residual de las enfriadoras que se han presentado en el Apartado 3.

Tabla 3.9. Comparación del ahorro energético y económico de cada caso, así como de la reducción de emisiones de CO₂ y las características de cada sistema de recuperación propuesto en el Apartado 3.

MODO DE RECUPERACIÓN		AHORRO ENERGÉTICO [MJ/día]	COSTE TOTAL CLIMATIZACIÓN + ACS [€/día]	AHORRO ECONÓMICO [€/día]	% AHORRO ECONÓMICO respecto a no recuperación	VOLUMEN DE GAS NECESARIO [Nm ³ /día]	DISMINUCIÓN EMISIONES DE CO ₂ [toneladas/día]	COP REFRIGERACIÓN
SIN RECUPERACIÓN	Caso 82500 kg ACS	-	1119	-	-	501	-	5,34
	Caso 125700 kg ACS	-	1620	-	-	763	-	
RECUPERACIÓN INSTANTÁNEA (caso 82500 kg ACS)	T ^a condensación 45°C	12069	908	210	18,8%	150,2	1,38	5,34
	T ^a condensación 60°C	4407	1282	-163	-14,6%	0	1,97	3,4
RECUPERACIÓN CON ACUMULACIÓN (caso 125700 kg ACS)		25165	1181	439	27,1%	31	2,99	<i>depende del momento</i>

4. CONCLUSIONES Y FUTUROS DESARROLLOS

El análisis de sistemas que permitan el aprovechamiento de los efluentes térmicos residuales en edificios hospitalarios ha permitido extraer las siguientes conclusiones y resultados:

1. Se ha justificado la importancia del ahorro energético, y el gran potencial de los efluentes térmicos residuales en la recuperación energética. Para ello se ha revisado el estado de la técnica, comprobando que existe extensa bibliografía, estudios e investigación al respecto, y llegando a la conclusión de que se trata de un campo preparado para implementarse en casos reales, fuera del laboratorio.
2. Se han estudiado las posibilidades de aprovechamiento de la energía térmica proveniente de las aguas residuales, tanto en un sistema individualizado, como aplicando acumulación, al igual que en el Hospital Universitario Río Hortega. Para el sistema de bañera individual, el mayor valor de ahorro energético se obtuvo al implementar conjuntamente la *recuperación mediante intercambiador y bomba de calor de aguas residuales*, con:
 - Un ahorro de 6911 MJ anuales recuperados por bañera (suponiendo 500 bañeras, **9467 MJ** diarios).
 - Una disminución del coste de calentamiento de 500 bañeras en **130 € diarios**, un **72%** del coste sin recuperar.
 - Las emisiones locales de CO₂ se hacían nulas, pues la bomba sustituía la caldera por completo (disminución de **1,17 toneladas de CO₂** al día).
3. En cuanto a la acumulación de calor para suministro de ACS del edificio completo recuperando calor de las aguas residuales:
 - Se ahorraron **6857 MJ** al día.
 - Se ahorraron **57 € diarios**, que suponen un **20%** del coste sin recuperación.
 - Disminución de **1,06 toneladas de CO₂** locales diarias.

Estos resultados se complementaron con la posibilidad de aportar el calor de condensación en el régimen escogido de la bomba de calor, desacoplando la demanda de ACS de la aportación del calor recuperado.

4. Por otro lado, la recuperación del calor de condensación de las enfriadoras fue mucho más eficaz cuando se planteó la acumulación del ACS, obteniendo los siguientes resultados:

- Ahorro energético de **25165 MJ** diarios
- Ahorro económico de **439 € diarios**, que suponen un **27,1%** del coste total sin recuperación (considerando ya tanto ACS como climatización).
- Disminución de emisiones locales de **CO₂** de **2,99 toneladas diarias** (tener en cuenta que se consideró más cantidad de ACS a calentar, debido al flujo constante durante el día).

Todo ello teniendo en cuenta la posibilidad de escoger el régimen de la recuperación en el condensador de la enfriadora.

Los resultados expuestos conducen a las conclusiones que siguen:

5. La recuperación del calor residual de las enfriadoras de un hospital permite calentar teóricamente todo el ACS demandado durante el día hasta 60°C, sin interferir en el régimen de funcionamiento del sistema de climatización.
6. Aunque todas las alternativas suponen un ahorro considerable, la recuperación de calor del sistema de climatización extrae más cantidad de energía que la del agua residual. Por ello, será la alternativa más eficiente y económica.

En este caso teórico no sería necesario el aprovechamiento adicional del calor de las aguas residuales. Sin embargo, en aquellos lugares donde no existan unidades de frío, aprovechar la energía térmica de las aguas residuales es una alternativa muy rentable. Como se ha expuesto anteriormente, pueden incluso diseñarse sistemas de recuperación individuales que, implementados en la propia bañera, permitan el precalentamiento del agua fría aportada a la mezcla.

7. El aprovechamiento conjunto de las aguas residuales y el calor de condensación puede ser necesario en aquellas instalaciones en las que la demanda de ACS sea aún mayor, como un complejo hospitalario formado por varios edificios, o incluso un complejo residencial con instalaciones centralizadas de ACS; o en aquellas

instalaciones en las que la demanda de frío no sea tan acusada debido a las condiciones climáticas de la región u otros factores.

8. Instalaciones como el Hospital Universitario Río Hortega cuentan con hasta seis enfriadoras que permiten repartir la demanda de frío y adaptarse a las condiciones de cada época del año. Esto es beneficioso para la recuperación de calor, ya que las potencias frigoríficas y eléctricas aportadas en los compresores han sido calculadas de manera genérica y global, por lo que es posible que no haya enfriadoras capaces de atender a las solicitudes expuestas individualmente, pero sí de manera conjunta.
9. Finalmente, en el análisis del COP de los ciclos frigoríficos se pone de manifiesto que calentar el ACS hasta 60°C exige un mayor trabajo en el compresor, y por tanto un mayor coste eléctrico. Sin embargo, la electricidad, aunque más costosa, es una energía limpia y fácil de transportar. La mejora se mide por tanto en términos de sostenibilidad, destacando de nuevo que en un edificio de “cero energía” todos los recursos energéticos son generados de manera limpia y sostenible.

Habiendo realizado el estudio de las alternativas más relevantes en torno a los supuestos teóricos debidamente justificados y desarrollados, quedan cumplidos los objetivos del trabajo.

Como futuros desarrollos, en base a las aplicaciones estudiadas en el presente TFG, se abre el camino hacia un estudio experimental que permita corroborar el potencial de recuperación en un caso real, como es el Hospital Universitario Río Hortega. Trabajos futuros deberán diseñar el sistema, adaptándose a las características de este caso concreto para poder analizar la viabilidad, esto es, teniendo en cuenta los costes de inversión, de instalación y de puesta en marcha de los sistemas de recuperación.

Asimismo, la investigación debe dirigirse hacia la consideración de las inercias térmicas de los sistemas de acumulación, para lo cual será necesario realizar simulaciones en programas de análisis dinámico, como TRNSYS, que analicen unas condiciones de operación transitorias, derivadas de los sistemas desarrollados estacionariamente en el presente TFG.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] E. Velasco Gómez, A. Tejero González, Á. Iglesias Pordomingo, J. F. San José Alonso y F. J. Espí García, «Strategies for DHW preheating using residual heat from facilities in hospitals,» *CYTEF*, 2020.
- [2] F. J. Goerlich Gisbert y R. Pinilla Pallejà, «Esperanza de vida en España a lo largo del siglo XX; tablas de mortalidad del Instituto Nacional de Estadística,» Fundación BBVA, 2006.
- [3] R. M. Ortí Lucas, «Vigilancia epidemiológica, prevención y control de la Legionella en el hospital,» de *PONENCIAS PRESENTADAS EN EL XIII CONGRESO ESPAÑOL DE SALUD AMBIENTAL*, 2015.
- [4] R. Moliner, «Ecología humana y energía,» *LYCHNOS; Cuadernos de la Fundación General CSIC, Edición Digital*, nº 4, 2011.
- [5] J. Frijns, J. Hofman y M. Nederlof, «The potential of (waste)water as energy carrier,» *Energy Conversion and Management*, nº 65, pp. 357-363, 2013.
- [6] Comisión Europea, «RECOMENDACIÓN (UE) 2016/1318 DE LA COMISIÓN de 29 de julio de 2016,» Diario Oficial de la Unión Europea, Bruselas, 2016.
- [7] O. Culha, H. Gunerhan, E. Biyik, O. Ekren y A. Hepbasli, «Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings: A key review,» *Energy and Buildings*, vol. 104, pp. 215-232, 2015.
- [8] Laboratorio Nacional de Oak Ridge, «Heat Recovery from Wastewater Using Gravity-Film Heat Exchanger,» Technology Focus, 2001.
- [9] A. Burlacu, G. Sosoi, R. Stefan Vizitiu, M. Barbuta, C. Doru Lazarescu, V. Ciocan y A. Alexandru Serbanoiu, «Energy efficient heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in buildings,» *Procedia Manufacturing*, nº 22, pp. 714-721, 2018.

- [10] R. Stefan Vizitiu, D. Nicolina Isopescu, A. Burlacu, V. Ciocan, G. Sosoi y C. Doru Lazarescu, «Energy efficient phase change materials used for an originally designed heat recovery system,» *Procedia Manufacturing*, n° 32, pp. 496-503, 2019.
- [11] R. Stefan Vizitiu, A. Burlacu, D. Nicolina Isopescu, M. Verdes, G. Sosoi y C. Doru Lazarescu, «CFD analysis of an innovative heat recovery system,» *Procedia Manufacturing*, n° 32, pp. 488-495, 2019.
- [12] A. Burlacu, G. Sosoi, R. Stefan Vizitiu, M. Barbuta, C. Doru Lazarescu, M. Verdes y A. Alexandru Serbanoiu, «Innovative system for heat recovery from used water in the building sector,» *Procedia Manufacturing*, n° 22, pp. 722-729, 2018.
- [13] Chao Shen, Yiqiang Jiang, Yang Yao y Xinlei Wang, «An experimental comparison of two heat exchangers used in wastewater source heat pump: A novel dry-expansión shell-and-tube evaporator versus a conventional immersed evaporator,» *Energy*, n° 47, pp. 600-608, 2012.
- [14] J. Qian, J. Zhang y D. Sun, «Form and applicability of a new urban sewage source heat pump system with freezing latent heat collection,» 2009.
- [15] X. Guo, Z. Ma, L. Ma y J. Zhang, «Experimental study on the performance of a novel in-house heat pump water heater with freezing latent heat evaporator and assisted by domestic drain water,» *Applied Energy*, n° 235, pp. 442-450, 2019.
- [16] A. Hepbasli, E. Biyik, O. Ekren, H. Gunerhan and M. Araz, "A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 88, pp. 700-722, 2014.
- [17] N. Baek, U. Shin y J. Yoon, «A study on the design and analysis of a heat pump heating system using wastewater as a heat source.,» *Solar Energy*, vol. 78, n° 3, pp. 427-440, 2005.

- [18] X. Li y Y. Li, «Second law-based thermodynamic analysis of a heat pump system utilizing sewage source.,» Chengdu, China, 2010.
- [19] X. Zhao, L. Fu, S. Zhang, Y. Jiang y Z. Lai, «Study of the performance of an urban original source heat pump system.,» *Energy Conversion and Management*, vol. 51, nº 4, pp. 765-770, 2010.
- [20] H. Chen, D. Li y X. Dai, «Economic analysis of a waste water resource heat pump air-conditioning system in north China,» Shenzhen, China, 2006.
- [21] Z. Liu, L. Ma y J. Zhang, «Application of a heat pump system using untreated urban sewage as a heat source,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, pp. 747-757, 2014.
- [22] M. Niemelä y R. Saarela, «The wastewater utilization in Kakola heat pump plant,» 2014. [En línea]. Available: http://www.districtenergyaward.org/wp-content/uploads/2012/10/New_scheme_Finland_Turku.pdf. [Último acceso: Mayo 2014].
- [23] Y. Song, Y. Yao, Z. Ma y W. Na, «Study of performance of heat pump usage in sewage treatment and fouling impact on system.,» Shenzhen, China, 2006.
- [24] L. Ni, S. Lau, T. Zhang, J. Stansbury, J. Shi y J. Neal, «Feasibility study of a localized residential grey water energy-recovery system,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 39, pp. 53-62, Junio 2012.
- [25] H. Wang, Q. Wang y G. Chen, «Experimental performance analysis of an improved multifunctional heat pump system,» *Energy and Buildings*, vol. 62, pp. 581-589, Julio 2013.
- [26] L. Liu, L. Fu y Y. Jiang, «Application of an exhaust heat recovery system for domestic hot water,» *Energy*, vol. 35, pp. 1476-1481, 2010.
- [27] L. Ni, J. Tian, C. Shen y J. Zhao, «Experimental study of the separation performance of a novel sewage hydrocyclone used in sewage source heat pump,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 106, pp. 1300-1310, 2016.

- [28] J. Song, Z. Liu, Z. Ma y J. Zhang, «Experimental investigation of convective heat transfer from sewage in heat exchange pipes and the construction of a fouling resistance-based mathematical model,» *Energy and Buildings*, vol. 150, pp. 412-420, 2017.
- [29] Ministerio de Sanidad, Consumo y Bienestar Social, Gobierno de España, «Catálogo Nacional de Hospitales 2019,» 31 de Diciembre de 2018.
- [30] Ipsom, Consultoría Energética, «Ipsom, Soluciones para Hospitales,» [En línea]. Available: <https://www.ipsom.com/soluciones/eficiencia-energetica-hospitales/>. [Último acceso: 13 Julio 2020].
- [31] «Sede Electrónica del Catastro,» Ministerio de Hacienda, Gobierno de España, [En línea]. Available: <http://www.sedecatastro.gob.es/>. [Último acceso: 27 Junio 2019].
- [32] TRANE Cooling and Heating Systems and Services, *Enfriadora con compresor de tornillo y condensación por aire Serie R Manual*, Bruselas: Trane bvba, 2014.
- [33] Carrier, *Enfriadoras de tornillo de refrigeración por aire 30XA 252-1702*, Montluel, Francia: Carrier SCS, 2016.
- [34] S. Klein y F. Alvarado, «Engineering Equation Solver Software (EES),» Academia Versión 6.271, 2001.
- [35] F. J. Rey, E. Velasco, J. San José, A. Tejero, J. M. Rey y M. Chicote, «Manual Práctico; Temodinámica Técnica y Transmisión de Calor,» 2018.
- [36] Departamento de Estadística e Investigación Operativa; Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, «Tema 7. La distribución normal,» de *Apuntes de Estadística, Grados en Ingeniería Mecánica, Ingeniería Química e Ingeniería de Organización Industrial.*, Valladolid, 2016-2017.
- [37] F. J. Entrena González, UF0565: Eficiencia energética en las instalaciones de calefacción y ACS en los edificios, Málaga: IC Editorial, 2014.

- [38] J. L. Capón García y F. J. Recasens Baxarías, «Diseño de un reactor agitado para poliestireno en masa,» 2009.
- [39] H. N. Chaudhry, B. R. Hughes y S. A. Ghani, «A review of heat pipe systems for heat recovery and renewable energy applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, nº 16, pp. 2249-2259, 2012.

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Álvaro Iglesias Pordomingo

Ingeniería Mecánica

Valladolid, 2020



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES