

Módulo 2

Necesidades energéticas de calefacción y refrigeración de los edificios

Parte del paquete educativo SHaKE sobre sistemas de calefacción y refrigeración urbanísticos

Guía

Recurso didáctico reutilizable para la educación superior y la formación profesional

Versión: 1.0
Fecha: marzo de 2026

<https://www.shakeproject-dhc.eu/>



Proyecto

Compartir calor y conocimientos sobre comunidades energéticas (SHaKE)
Erasmus+ KA220-HED: Asociaciones de cooperación en la educación superior
N.º de proyecto: 2023-1-HU01-KA220-HED-000160219

Autores

Dr. Antoine Fabre, Dr. Pascal Stabat (Mines Paris – PSL)

Editores

Eva Szalma, Dr. Antoine Fabre, Dr. Pascal Stabat

Agradecimiento por la financiación de la UE y exención de responsabilidad

Financiado por la Unión Europea. No obstante, las opiniones y puntos de vista expresados son exclusivamente de los autores y no reflejan necesariamente los de la Unión Europea ni los de la Fundación Pública Tempus. Ni la Unión Europea ni la autoridad que concede la subvención pueden considerarse responsables de los mismos.

Coordinador

Universidad de Tecnología y Economía de Budapest, Hungría

Instituciones asociadas

Universidad Jaume I de Castellón, España
Mines Paris – PSL, Francia

Agradecimientos

Esta publicación se ha elaborado en el marco del proyecto SHaKE. El consorcio desea expresar su agradecimiento a todos los docentes, investigadores, profesionales y partes interesadas que han contribuido al desarrollo, la revisión y la mejora de los materiales educativos.

Licencia

Salvo que se indique lo contrario, este material está sujeto a una licencia Creative Commons Reconocimiento 4.0 Internacional (CC BY 4.0). Los usuarios pueden compartir y adaptar el material, siempre que se mencione debidamente al proyecto SHaKE y a los autores, se incluya un enlace a la licencia y se indiquen los cambios realizados.

Cita recomendada:

Mines Paris – PSL. Módulo 2: Demanda de energía térmica y frigorífica de los edificios. Proyecto SHaKE, 2026.

<https://www.shakeproject-dhc.eu/>



Guía de uso del Módulo 2

Este módulo forma parte del paquete educativo SHaKE, desarrollado para apoyar la enseñanza de los sistemas de calefacción y refrigeración urbanas (DHC) en el ámbito de la educación superior y la formación profesional.

El módulo analiza los sistemas de calefacción y refrigeración centralizados (DHC) desde el ámbito del edificio hasta la red primaria. Presenta diferentes métodos para determinar las demandas de calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria (ACS), así como los principios fundamentales de los sistemas de distribución hidrónica utilizados en los edificios.

El módulo también aborda el funcionamiento y el dimensionamiento de los componentes clave del sistema, incluidos los emisores de calor, las tuberías, las bombas, las válvulas, las subestaciones y las redes primarias. Se hace hincapié en las aplicaciones prácticas de ingeniería y en la comprensión de cómo interactúan los sistemas de los edificios con las redes de energía de distrito.

La guía está concebida principalmente como un recurso didáctico reutilizable para educadores, profesores y formadores. Puede utilizarse como apoyo en clases magistrales, actividades de aprendizaje mixto, debates en el aula, trabajos prácticos y formación para el desarrollo profesional continuo. Las diapositivas de presentación adjuntas, el banco de preguntas, el cuestionario de autoevaluación y los ejercicios prácticos están diseñados para ayudar a los educadores a adaptar el contenido a su propio contexto docente.

Los estudiantes y los profesionales también pueden utilizar el módulo para el estudio autónomo, especialmente si ya cuentan con conocimientos básicos de termodinámica, transferencia de calor y mecánica de fluidos.

Temas principales tratados en el módulo

- Métodos de cálculo de la demanda de calefacción y refrigeración de espacios
- Pérdidas y ganancias de calor, y parámetros térmicos clave
- Sistemas de demanda y suministro de agua caliente sanitaria (ACS)
- Sistemas hidrónicos y emisores de calor en edificios
- Sistemas de distribución hidráulica, tuberías, bombas y válvulas de control
- Subestaciones y estrategias de control
- Configuraciones y funcionamiento de las redes primarias de calefacción y refrigeración urbanas

Resultados de aprendizaje del Módulo 2

El módulo está diseñado para favorecer el desarrollo de las siguientes habilidades y competencias.

Al finalizar este módulo, los alumnos deberán ser capaces de:

- Calcular la demanda de calefacción y refrigeración de espacios utilizando diferentes métodos de cálculo



- Determinar la demanda de agua caliente sanitaria (ACS) y seleccionar conceptos de suministro adecuados
- Analizar y dimensionar los sistemas hidrónicos y los emisores de calor de los edificios
- Explicar el funcionamiento y el control de las subestaciones y los sistemas de distribución hidráulica
- Comparar diferentes configuraciones hidráulicas de la red primaria y sus implicaciones operativas
- Analizar la interacción entre los edificios y las redes de calefacción y refrigeración urbanas

Carga de trabajo estimada

Este módulo supone aproximadamente **8 horas de aprendizaje**, incluyendo estudio guiado, lectura independiente y ejercicios prácticos.

Los docentes pueden adaptar la carga de trabajo en función del nivel del curso, los materiales seleccionados y el formato de enseñanza. El módulo puede utilizarse como:

- una unidad didáctica completa,
- un conjunto de materiales didácticos seleccionados,
- un componente de aprendizaje mixto,
- un paquete de ejercicios prácticos,
- o un recurso complementario para cursos ya existentes.

Actividades y horas de aprendizaje

Tipo de actividad	Tiempo asignado (horas)	Descripción
Clases magistrales	4 h 30	Secuencia 1: Descripción de las necesidades del edificio, cifras clave Secuencia 2: Descripción y metodología del cálculo de la calefacción y la refrigeración de los espacios. Secuencia 3: Descripción y metodología del cálculo de las necesidades de agua caliente sanitaria Secuencia 4: Descripción y metodología para el diseño de los sistemas hidrónicos del edificio Secuencia 5: Descripción del funcionamiento de las subestaciones y su control Secuencia 6: Descripción y metodología para el diseño de la red primaria
Casos prácticos	4 h	Mini proyecto para aplicar los conceptos tratados en las secuencias 2, 3, 4 y 5



Estudio autónomo	2 h	Preparación para la evaluación e investigación para el proyecto
Evaluación	30 min	Cuestionario, proyecto
Total de horas de aprendizaje	11 h	

Destinatarios

Esta guía está dirigida principalmente a educadores, profesores y formadores que deseen utilizar o adaptar los materiales de SHaKE en sus propias actividades docentes o formativas.

Los principales destinatarios son:

- profesores universitarios de ingeniería, instalaciones técnicas de edificios, sistemas energéticos y campos afines,
- formadores que participan en la formación profesional o continua sobre calefacción y refrigeración urbanizadas,
- educadores que desarrollen actividades de aprendizaje mixtas, modulares u orientadas a la práctica,
- personal académico que busque recursos didácticos reutilizables sobre sistemas energéticos urbanos sostenibles.

Los materiales también pueden ser utilizados por estudiantes, profesionales y personas que estudian por su cuenta y deseen profundizar en temas específicos de forma individual. Para su uso autónomo, se recomienda contar con conocimientos previos básicos en los campos de ingeniería pertinentes.

Uso recomendado para educadores y formadores

El módulo 2 puede utilizarse de forma flexible como unidad didáctica completa o como conjunto de recursos didácticos seleccionados. Los docentes pueden combinar los materiales en función del nivel del curso, el tiempo lectivo disponible y los resultados de aprendizaje previstos.

Necesidades docentes Recurso sugerido del Módulo 2

Introducción al tema	Utilice la descripción general del módulo y las diapositivas introductorias para presentar el alcance, los conceptos clave y la relevancia de la demanda de energía térmica y frigorífica en los edificios.
Preparación de los alumnos antes de la clase	Asigne secciones seleccionadas de la guía como lectura previa para actividades de aula invertida o de aprendizaje mixto.
Apoyo a las clases magistrales o seminarios	Utiliza las diapositivas de la presentación para explicar los métodos de cálculo, los componentes del sistema y los principios de diseño de ingeniería.



Necesidades docentes Recurso sugerido del Módulo 2

Comprobación de la comprensión	Utilice preguntas seleccionadas del banco de preguntas para debates, breves comprobaciones en clase, evaluación formativa o cuestionarios en la plataforma de aprendizaje (LMS).
Desarrollo de habilidades de ingeniería aplicadas	Utilice los ejercicios prácticos para el trabajo en grupo, los deberes, el aprendizaje basado en proyectos o las sesiones de cálculo guiadas.
Apoyo al repaso autónomo	Indique a los alumnos que realicen el cuestionario de autoevaluación del módulo una vez que hayan estudiado los materiales pertinentes.
Adaptación a los contextos docentes locales	Seleccione, combine o modifique las secciones de la guía, las diapositivas, las preguntas y los ejercicios de acuerdo con el plan de estudios, el nivel de los participantes y el contexto profesional.

Itinerario recomendado para estudiantes autónomos

Los estudiantes y profesionales que utilicen el módulo de forma autónoma pueden seguir la secuencia que se indica a continuación.

Revisa la presentación introductoria

Familiarízate con los conceptos principales, la terminología y la estructura del módulo.

Estudia los materiales de la guía

Lee las explicaciones detalladas, los principios de ingeniería y los métodos de cálculo que se presentan en la guía.

Ver el vídeo del módulo

Utiliza el breve vídeo complementario como orientación sobre los temas principales y los objetivos de aprendizaje del módulo.

Realiza el cuestionario de autoevaluación

Comprueba tu comprensión de los conceptos clave y los principios técnicos tratados en el módulo.

Realiza el ejercicio práctico

Aplica los conocimientos adquiridos mediante tareas de dimensionamiento y cálculo de carácter técnico relacionadas con los sistemas de calefacción y refrigeración urbanas.

Materiales de apoyo disponibles

Los materiales de apoyo incluyen:

- diapositivas de presentación de los subtemas del módulo,
- un banco de preguntas reutilizable,



- un cuestionario de autoevaluación a nivel del módulo,
- un ejercicio práctico de ingeniería,
- y un breve vídeo complementario del módulo.



Índice

Proyecto	2
Autores	2
Editores.....	2
Agradecimiento por la financiación de la UE	2
Coordinador.....	2
Instituciones asociadas.....	2
Agradecimientos.....	2
Licencia	2
1. Introducción	10
2. Demanda de calefacción	10
a. El método de la firma térmica	10
b. Norma europea	13
i. Las pérdidas por transmisión	14
1. Transmisión a través de una pared opaca	14
2. Transmisión a través de ventanas.....	16
3. Puentes térmicos	16
ii. Pérdidas por ventilación.....	18
1. Ventilación mecánica	18
2. Infiltración de aire	18
c. Método del arquetipo rápido.....	19
2. Demanda de refrigeración del espacio	21
a. Transmisión a través de paredes opacas	22
b. Transmisión a través de paredes transparentes.....	23
c. Aportes por ventilación.....	23
d. Ganancias internas.....	23
3. Demanda de agua caliente sanitaria	24
a. Consumo de agua caliente sanitaria	24
b. Suministro de agua caliente sanitaria	29
i. Suministro instantáneo.....	30
ii. Suministro semiinstantáneo	31
iii. Suministro semiacumulativo.....	31
iv. Suministro por acumulación	32
4. Sistemas hidrónicos en el edificio	34
a. Emisores de calor	34



i.	Radiadores	34
ii.	Suelo radiante	39
iii.	Unidad de ventiloconvector	42
b.	Emisores de frío	44
i.	Unidades de ventiloconvector	44
ii.	Suelos y techos refrigerantes	46
c.	Distribución	48
i.	Tuberías	48
ii.	Válvulas	51
iii.	Bomba	53
5.	Subestación y control	56
a.	Intercambiador de calor	57
b.	Sistema de control	58
c.	Contador de energía	59
d.	Arquitectura de la subestación	60
i.	Configuración con un solo intercambiador de calor	60
ii.	La configuración en paralelo	61
iii.	La configuración en serie	62
iv.	La configuración de dos etapas	63
6.	Red primaria	64
a.	Curvas de carga térmica	64
b.	Tuberías primarias	67
	Referencias	71



1. Introducción

El primer objetivo de las redes de calefacción y refrigeración centralizadas (DHC) es suministrar calefacción, agua caliente sanitaria o refrigeración a los edificios con el fin de satisfacer las necesidades de los clientes. Por lo tanto, es esencial evaluar las necesidades de calefacción, agua caliente sanitaria y refrigeración de los edificios conectados para diseñar adecuadamente la red DHC, incluidas las tuberías, las subestaciones y las unidades de producción.

2. Demanda de calefacción

El primer paso consiste en determinar cómo calcular la demanda de calefacción en los edificios. En función de los datos disponibles, existen varias opciones: el método de la huella térmica, la norma europea o la simulación energética del edificio.

a. El método de la huella térmica

El método de la firma térmica puede utilizarse para determinar rápidamente las necesidades de calefacción. Este método es adecuado para edificios existentes cuando se dispone de datos históricos de medición sobre la potencia y la temperatura exterior. El método de la firma térmica tiene como objetivo representar gráficamente la relación entre la potencia necesaria diaria u horaria y la temperatura exterior. Dado que la demanda de calefacción es termosensible, la relación entre la potencia $\dot{Q}$ (W) y la temperatura exterior T_{out} (°C) debe ser lineal (véase Figura 1):

$$\dot{Q} = K (T_{in} - T_{out})$$

Donde K representa el coeficiente global de transferencia térmica del edificio en (W/K) y T_{in} la temperatura interior del edificio, que suele fijarse entre 18 y 20 °C.

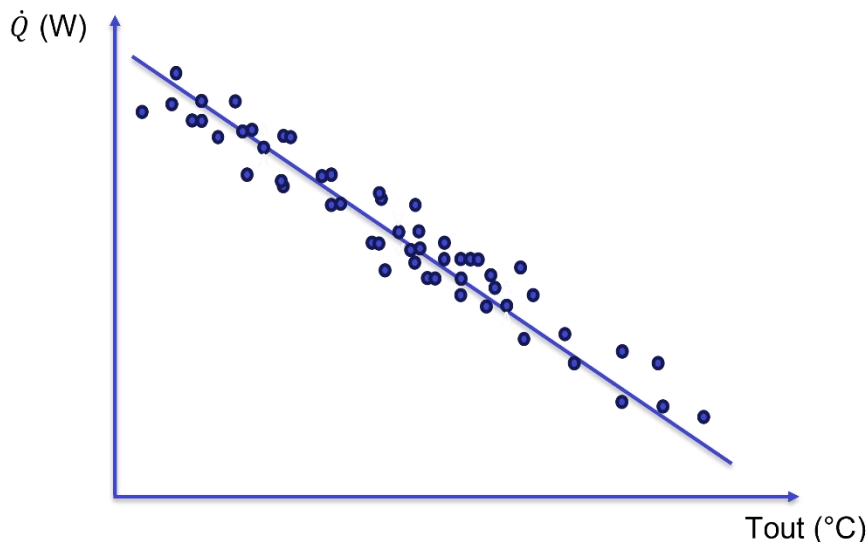


Figura1 Ejemplo de la huella térmica de un edificio

La huella térmica de un edificio también puede representarse a partir del consumo del edificio (kWh) y de los grados-día de calefacción (HDD en °C) (véase Figura 2).

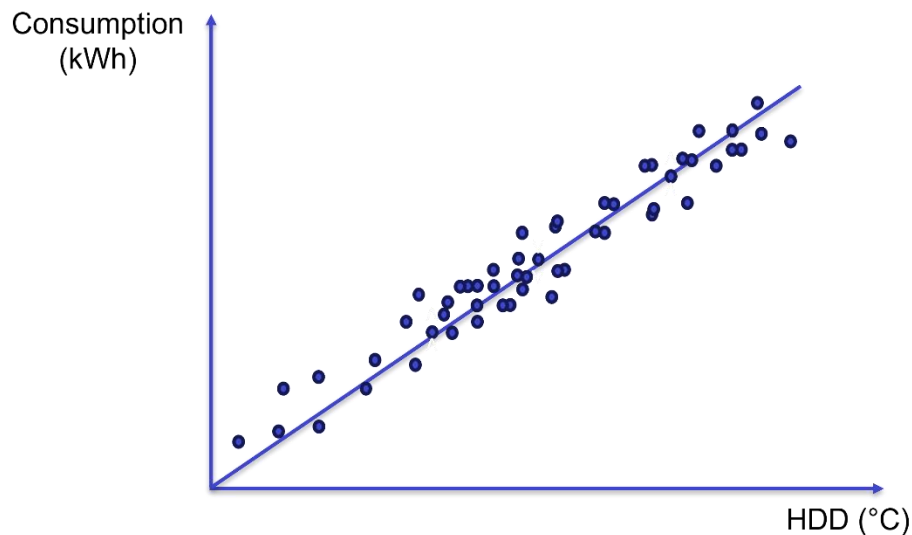


Figura2 Ejemplo de gráfico de la huella térmica de un edificio a partir del consumo y los HDD

Los grados-día de calefacción (HDD) representan la diferencia entre la temperatura media diaria exterior y la temperatura interior (temperatura de consigna) del edificio. La suma de los HDD a lo largo de un año refleja la severidad del clima. De hecho, cuanto mayor sea el valor anual de los HDD, más frío es el clima. Figura3 muestra los HDD en los países de la UE en 2022.

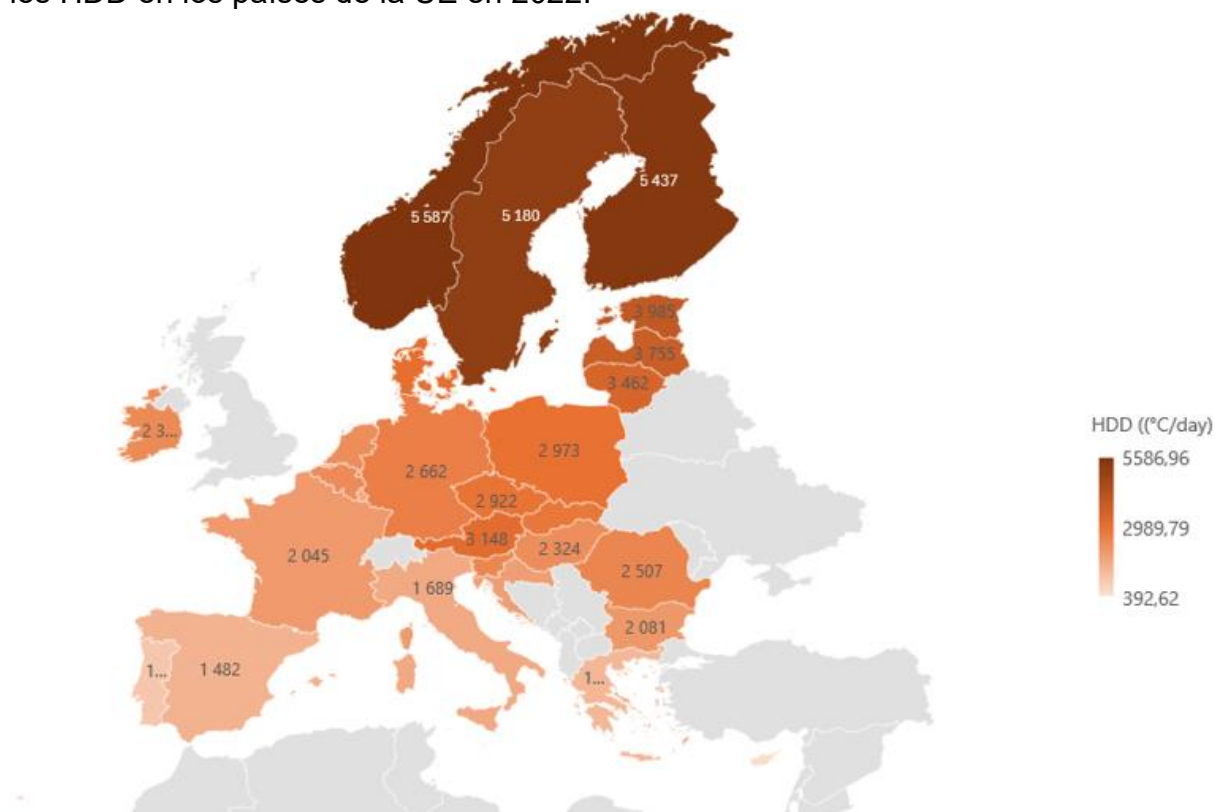


Figura3 Grados-día de calefacción anuales en 2022 para los países de la UE

Los HDD se calculan en función de una temperatura de referencia T_{ref} , es decir, la temperatura de consigna interior de los edificios o una temperatura exterior media diaria a partir de la cual ya no es necesario calentar el edificio (esta temperatura es inferior a la temperatura de consigna interior y depende de las pérdidas térmicas y



las ganancias internas del edificio – Su valor puede evaluarse como la intersección entre la línea que representa la firma térmica y el eje x). Si durante el día la temperatura exterior mínima es superior a la temperatura de referencia, los HDD son iguales a 0. De hecho, en este caso la temperatura exterior es siempre superior a la temperatura de consigna interior, por lo que no se necesita calefacción. En el caso contrario, los HDD se calculan como:

$$HDD = T_{ref} - \left(\frac{T_{max} + T_{min}}{2} \right)$$

Donde T_{max} es la temperatura exterior máxima del día y T_{min} es la temperatura exterior mínima del día.

El método de la firma térmica también puede utilizarse para seguir el comportamiento de los edificios a lo largo de los días y detectar posibles disfunciones. Por ejemplo, en Figura 4, algunos puntos se desvían del funcionamiento de referencia. Esto podría interpretarse como errores de medición o de codificación de datos que indican un mal funcionamiento de un sensor.

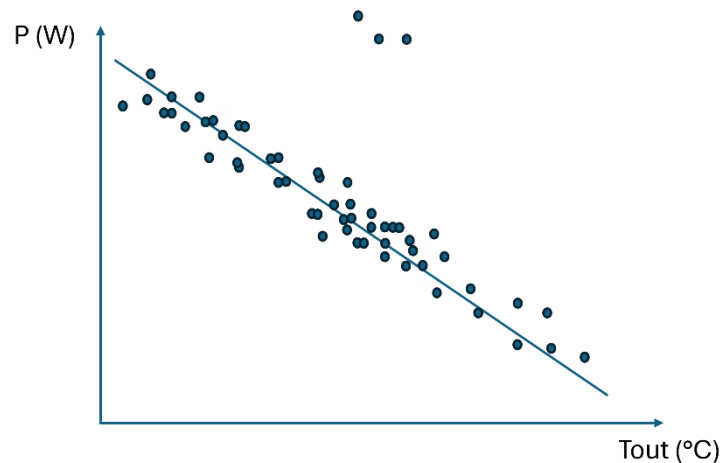


Figura4 : Firma térmica del edificio con puntos que se desvían

Una amplia dispersión de los puntos de medición (véase Figura 5) indica que existe un posible problema en los sistemas de control (válvulas, sensores o controladores).

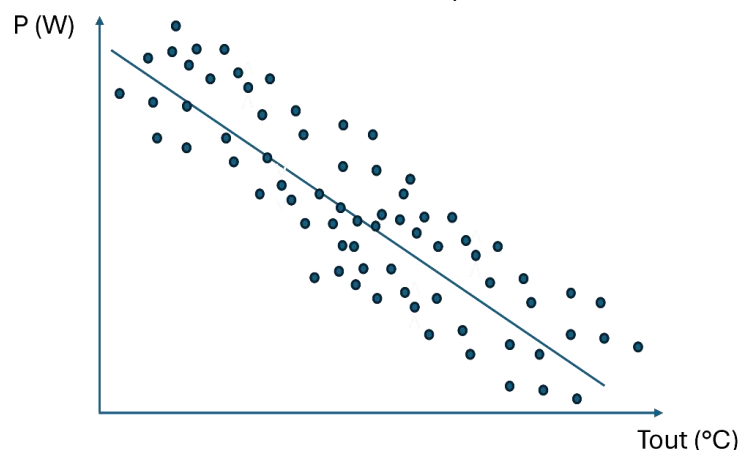


Figura5 : Firma térmica del edificio con puntos muy dispersos

Una desviación progresiva de los puntos de medición respecto al funcionamiento de referencia (véase Figura 6) pone de manifiesto un cambio en el comportamiento del edificio, como un problema de suministro de calor, una envolvente del edificio con



fugas o un sobrecalentamiento, posiblemente debido a un cambio en la temperatura interior de consigna.

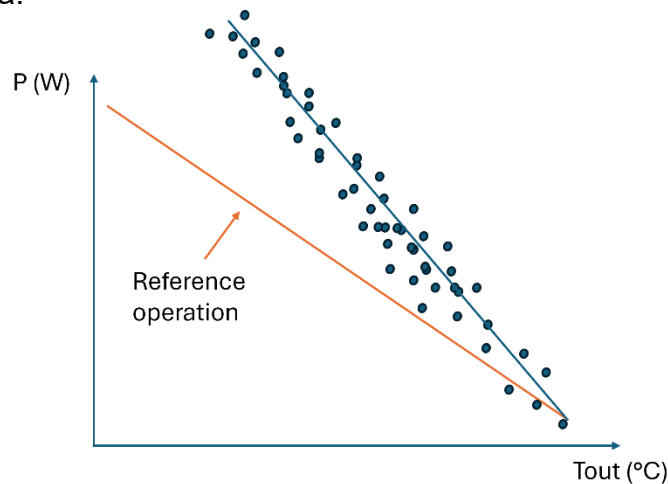


Figura6 : Firma térmica de un edificio con una deriva progresiva

Una firma térmica con dos comportamientos distintos (véase Figura 7) es el indicio específico de un control por reloj horario en el edificio. El funcionamiento por reloj horario consiste en modificar la temperatura de consigna interior durante una parte del día (normalmente cuando cambia la ocupación del edificio). Este tipo de control se observa a menudo en edificios terciarios.

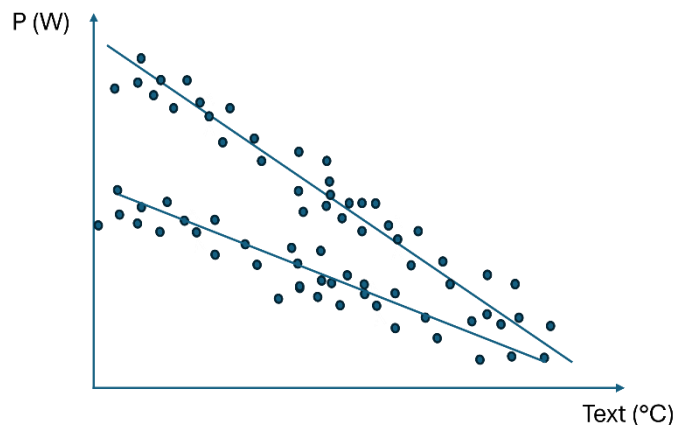


Figura7 : Firma térmica de un edificio con dos comportamientos distintos

b. Norma europea

No siempre se dispone de datos de consumo para los edificios nuevos y algunos de los ya existentes. Por lo tanto, deben utilizarse otros métodos para determinar las necesidades de calefacción de los espacios.

La potencia de diseño de calefacción $\dot{Q}_{sh}$ (W) puede calcularse mediante la norma europea EN-12831[1]. La demanda de calefacción depende de cuatro factores:

- Las pérdidas por transmisión $\dot{Q}_t$ (W) a través de las paredes, las ventanas, el suelo, etc.
- Las pérdidas por ventilación $\dot{Q}_v$ (W) debidas a las infiltraciones y a la ventilación mecánica
- Las ganancias solares $\dot{Q}_s$ (W)
- Las ganancias internas $\dot{Q}_i$ (W) procedentes de la iluminación, los ocupantes y los aparatos eléctricos



$$\dot{Q}_{sh} = \dot{Q}_t + \dot{Q}_v - [\dot{Q}_s + \dot{Q}_i]$$

La norma europea tiene por objeto determinar la potencia máxima de calefacción necesaria en el peor de los casos. Por lo tanto, las ganancias solares e internas se fijarán en 0. Así pues, solo tenemos que calcular las pérdidas por transmisión y por ventilación.

i. Las pérdidas por transmisión

En un edificio en el que se supone que la temperatura interior de consigna es constante, el coeficiente de transferencia térmica por transmisión $U_{t,tot}$ (W/K) se define como la relación entre la potencia de calefacción del espacio y la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior. El objetivo de la norma europea es calcular este coeficiente a partir de los datos de diseño de los edificios.

$$\dot{Q}_t = U_{t,tot} (T_{in} - T_{out})$$

El coeficiente de transferencia térmica por transmisión es la suma de los coeficientes de transferencia térmica de las pérdidas a través de la pared, las ventanas, el suelo, los espacios no calefactados y los puentes térmicos (véase Figura 8).

$$U_{t,tot} = \sum_n U_{t,n} A f_n + \sum_i \psi_i L_i + \sum_k \chi_k$$

Donde $U_{t,n}$ es el coeficiente de transmisión térmica a través de una superficie (W/K/m²), A la superficie (m²), f_n un coeficiente corrector, ψ (W/m·K) el coeficiente lineal del puente térmico, L (m) la longitud del puente térmico y χ (W/K) el coeficiente puntual del puente térmico.

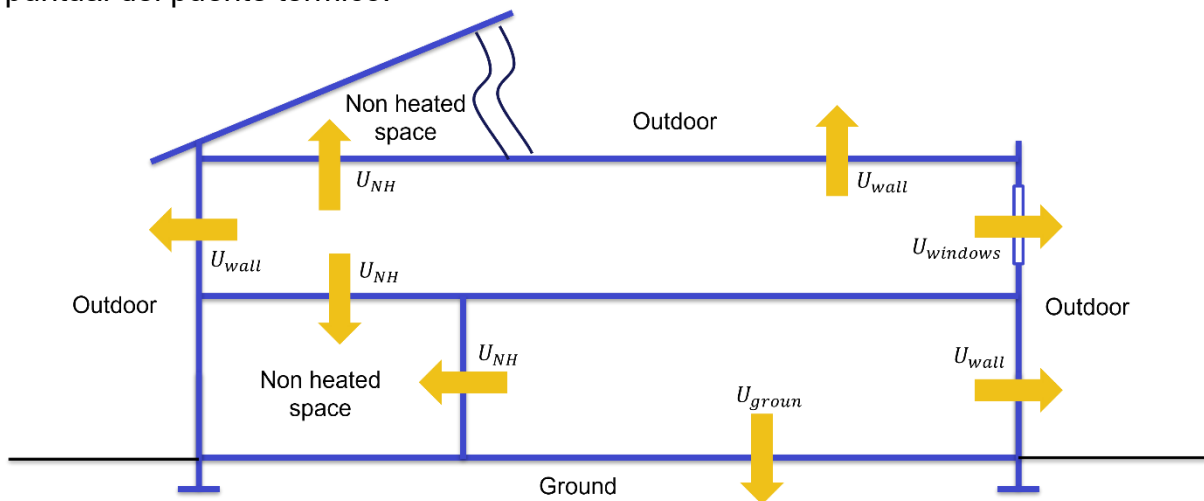


Figura 8. Esquema de las posibles pérdidas por transmisión en un edificio

1. Transmisión a través de una pared opaca

La transmisión a través de una pared opaca entre el interior y el exterior puede determinarse a partir de la composición de la pared y de la analogía termoeléctrica en 1D. La resistencia térmica de la pared opaca R_{wall} (la inversa del coeficiente de transferencia térmica U_{wall}) es la suma de las resistencias térmicas por conducción de cada capa de la pared y de las resistencias térmicas por convección entre el interior y el exterior (véase Figura 9).

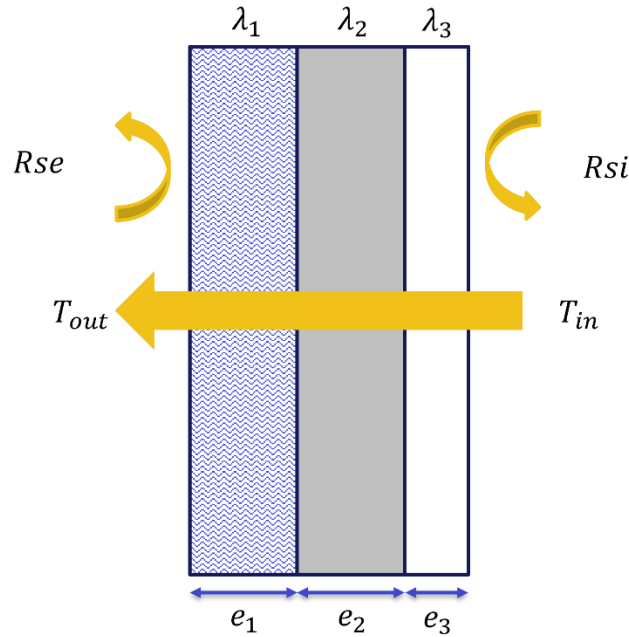


Figura9 Pérdidas térmicas a través de una pared opaca

La resistencia térmica conductiva $R_{wall,cond}$ (K/W) puede expresarse como:

$$R_{wall,cond} = \frac{e}{\lambda S}$$

Donde e (m) es el espesor de la capa, S (m²) la superficie de la capa y λ (W/m·K) la conductividad térmica.

Las resistencias térmicas convectivas interior y exterior (R_{si}/R_{se}) se definen en la norma europea en función de la dirección del flujo de calor (véase Tabla1)

Tipo de pared y dirección del flujo	R_{si}	R_{se}	$R_{si} + R_{se}$
Flujo horizontal (>60°) (pared)	0,13	0,04	0,17
Flujo ascendente (techo)	0,1	0,04	0,14
Corriente descendente (suelo)	0,17	0,04	0,21

Tabla1 Resistencia térmica convectiva (m².K/W)

Por lo tanto, la resistencia térmica global de una pared opaca es:

$$R_{wall} = \frac{1}{S} \left(R_{si} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + R_{se} \right)$$

$$U_{wall} = \frac{1}{R_{wall}} = \left[\frac{1}{S} \left(R_{si} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + R_{se} \right) \right]^{-1}$$

Para los demás tipos de pared, el coeficiente de transferencia térmica puede determinarse de la misma manera:

$$U_{roof} = \frac{1}{R_{roof}} = \left[\frac{1}{S} \left(R_{si} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + R_{se} \right) \right]^{-1}$$

$$U_{floor} = \frac{1}{R_{floor}} = \left[\frac{1}{S} \left(R_{si} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} \right) \right]^{-1} \quad U_{NH} = \frac{1}{R_{NH}} = \left[\frac{1}{S} \left(R_{si} + R_{si} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} \right) \right]^{-1}$$



Donde NH se refiere a una estancia sin calefacción.

Las pérdidas de calor pueden expresarse como:

$$\dot{Q}_t = [U_{wall} + U_{roof} + U_{floor} * f_{floor} + U_{NH} * f_{NH}] (T_{in} - T_{out})$$

Con f_{floor} y f_{NH} , los coeficientes correctores que tienen en cuenta las temperaturas del suelo y del espacio no calefactado:

$$f_{floor} = \frac{T_{in} - T_{ground}}{T_{in} - T_{out}}$$

$$f_{NH} = \frac{T_{in} - T_{NH}}{T_{in} - T_{out}} + \frac{T_{in} - T_{in}^*}{T_{in} - T_{out}}$$

Donde T_{ground} , T_{NH} y T_{in}^* son las temperaturas del suelo, del espacio no calefactado y la temperatura media de la pared interior, respectivamente.

2. Transmisión a través de las ventanas

La transmisión a través de una ventana entre el interior y el exterior puede determinarse a partir de la composición de la ventana y la analogía termoeléctrica en 1D. El coeficiente de transferencia térmica de las ventanas U_w es la suma del coeficiente de transferencia térmica del cristal U_g y del marco U_f , ponderada por sus superficies.

$$U_w = \frac{U_g S_g + U_f S_f}{S_g + S_f}$$

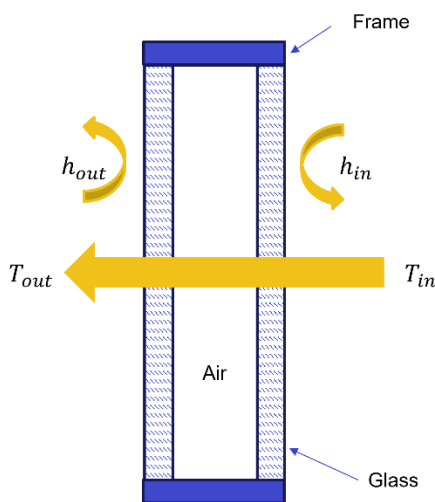


Figura10 Pérdidas térmicas a través de una ventana

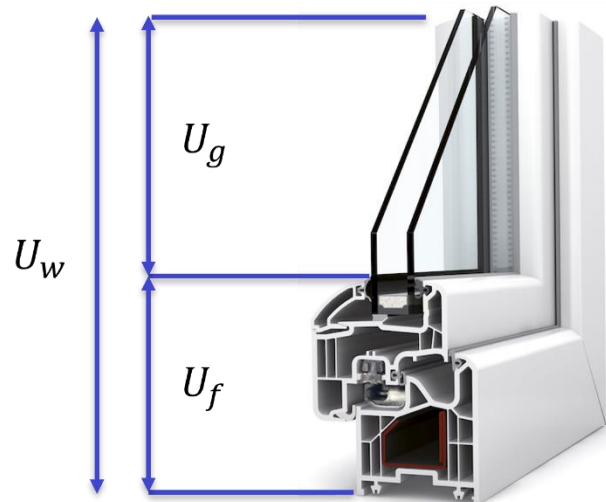


Figura11 Sección transversal de una ventana

Por lo tanto, la resistencia térmica global de una ventana es:

$$R_{w,tot} = \frac{1}{S_w} \left(R_{si} + \frac{1}{U_w} + R_{se} \right)$$

$$U_{w,tot} = \frac{1}{R_{w,tot}} = \left[\frac{1}{S} \left(R_{si} + \frac{1}{U_w} + R_{se} \right) \right]^{-1}$$

Las pérdidas de calor pueden expresarse como:

$$\dot{Q}_t = [U_{wall} + U_{roof} + U_{floor} * f_{floor} + U_{NH} * f_{NH} + U_{w,tot}] (T_{in} - T_{out})$$

3. Puentes térmicos

Un puente térmico es una zona puntual o lineal en la envolvente de un edificio que presenta una variación en la resistencia térmica (véase Figura12), como por ejemplo



las uniones entre la carpintería y una pared opaca, los forjados intermedios, los tabiques, los umbrales de las puertas, etc.

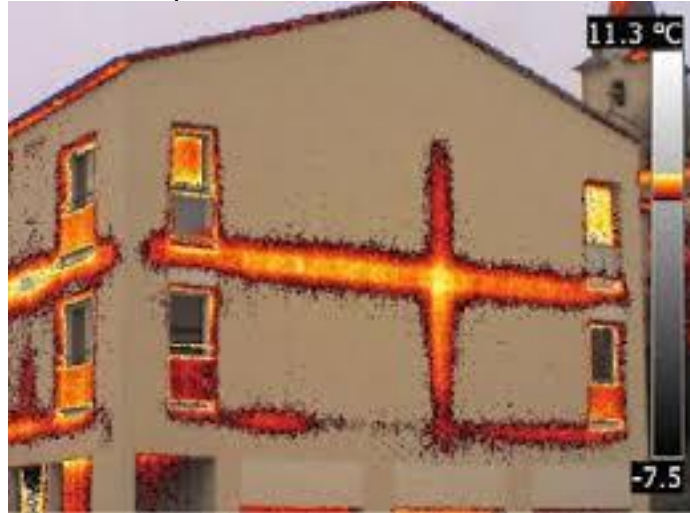


Figura12 Ejemplo de puentes térmicos medidos con una cámara térmica [2]

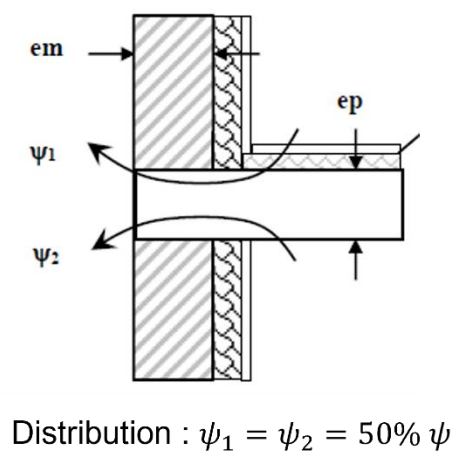
El efecto térmico de un puente térmico depende del material, la geometría, el aislamiento y el tipo de pared. Las pérdidas de calor debidas a los puentes térmicos $\dot{Q}_{tb}$ (W) pueden expresarse como:

$$\dot{Q}_{tb} = U_{tb} (T_{in} - T_{out})$$

$$U_{tb} = \sum_i \psi_i L_i + \sum_k \chi_k$$

Donde U_{tb} (W/K) es el coeficiente de transferencia térmica del puente térmico, ψ (W/m·K) el coeficiente lineal del puente térmico, L (m) la longitud del puente térmico y χ (W/K) el coeficiente puntual del puente térmico. Los valores de ψ y χ se determinan mediante simulación numérica. El catálogo de los coeficientes lineales y puntuales de los puentes térmicos se puede consultar en la norma europea [1].

Figura13 muestra un ejemplo.



e_m (cm)	e_p (cm)		
	15	20	25
$20 < e_m < 25$	0,67	0,82	0,96
$25 < e_m < 30$	0,63	0,77	0,90

Figura13 Coeficientes de puente térmico para una unión entre un forjado intermedio y una pared



ii. Pérdidas por ventilación

En un edificio en el que se supone que la temperatura interior de consigna es constante, las pérdidas de calor a través de la ventilación $\dot{Q}_v$ (W) dependen de la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior y del caudal de aire q_v (m³/h).

$$\dot{Q}_v = 0.34 q_v (T_{in} - T_{out})$$

El caudal de ventilación se debe a:

- La ventilación mecánica que impone la renovación reglamentaria de aire fresco q_{mv} (m³/h)
- Las infiltraciones debidas a fugas en la envolvente del edificio q_{inf} (m³/h)
- La ventilación natural debida al viento y a las corrientes térmicas q_{nv} (m³/h)

$$q_v = q_{mv} + q_{inf} + q_{nv}$$

La figura 14 muestra una representación esquemática de las pérdidas de calor por ventilación en un edificio. Los caudales de aire provocados por la ventilación natural están relacionados con la apertura ocasional de puertas y ventanas. Por lo general, no se tienen en cuenta en el cálculo de la carga de calefacción.

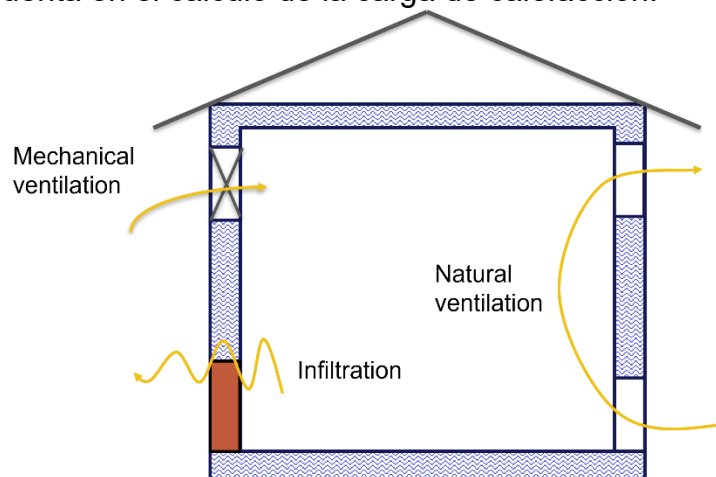


Figura14 Representación esquemática de las pérdidas de calor causadas por la ventilación

1. Ventilación mecánica

En los edificios residenciales, la normativa establece los niveles de caudal de aire para los sistemas autorregulados. La normativa depende de las normas nacionales. Por ejemplo, en Francia, el caudal mínimo de aire fresco depende del volumen de los edificios o del número de habitaciones que estos tengan. Tabla2 recoge los valores nacionales franceses para el caudal de aire fresco.

Tabla2 Caudal mínimo de aire fresco según el número de habitaciones de un edificio en Francia [3]

Número de habitaciones	1	2	3	4	5	6	7
Caudal mínimo de aire fresco (m ³ /h)	35	60	75	90	105	120	135

2. de infiltración de aire

La prueba de la puerta sopladora se puede utilizar para medir la permeabilidad al aire de los edificios nuevos. La puerta sopladora consta de un ventilador y una lámina estanca sujeta por un marco que se coloca sobre el marco de la puerta de



entrada del edificio sometido a prueba. Cuando el ventilador está en funcionamiento, el dispositivo mide simultáneamente el caudal volumétrico que pasa a través del ventilador (y, por lo tanto, a través de los defectos de estanqueidad) y la diferencia de presión entre el interior y el exterior del edificio $\Delta p = |p_{in} - p_{ext}|$ (Pa). Tras la prueba y varios puntos de medición, se traza el gráfico, que muestra los coeficientes K y n de una relación entre dos magnitudes de la forma:

$$q_{inf} = K \Delta p^n$$

Donde n es un coeficiente cuyo valor se sitúa entre 0,5 y 1. A partir de esta ecuación, se pueden calcular dos indicadores:

- $Q_{4Pa,surf}$ ($m^3/h/m^2$): el caudal volumétrico para $\Delta p = 4$ Pa, dividido por la superficie de pérdida de calor del edificio
- n_{50} (vol/h): la tasa de renovación de aire obtenida para $\Delta p = 50$ Pa

La normativa térmica francesa RE2020 establece un límite máximo de infiltración basado en estos dos indicadores (véase Tabla 3)

Tabla 3 Caudal máximo de infiltración según la normativa francesa RE2020

Tipo de edificios	$Q_{4Pa,surf}$ máximo ($m^3/h/m^2$)	n_{50} máximo (vol/h)
Vivienda unifamiliar	0,6	2,3
Vivienda plurifamiliar	1	3,9
Edificio de servicios terciarios	1,6	6,2

c. Método rápido de arquetipos

En el caso de los edificios existentes, no siempre se conocen los datos de consumo de calefacción, las características geométricas ni la composición de las paredes. Para superar este problema, se han creado bases de datos de arquetipos a escala nacional que permiten realizar comparaciones entre países. Este fue, en particular, el caso de los proyectos europeos Tabula y Episcopo[4], llevados a cabo entre 2009 y 2016. Su objetivo es caracterizar los edificios residenciales de Europa y su consumo energético para proporcionar apoyo práctico a proyectos de rehabilitación energética a gran escala.

Este programa ha establecido, para los trece países europeos participantes, una metodología de definición y, a continuación, un conjunto de tipos de edificios representativos de los que se encuentran en el parque residencial. Los tipos se clasifican por clase y por año de construcción, de acuerdo con las características específicas de cada país. El proyecto Tabula ofrece una forma sencilla de interpretar las propiedades físicas de los edificios para obtener órdenes de magnitud de la demanda energética. De este proyecto ha surgido un paquete de software de apoyo a la toma de decisiones denominado «TABULA webtool», que incluye tipologías nacionales para los trece países participantes.

En el caso de Francia, se optó por utilizar 10 períodos de construcción y 4 tipos de vivienda: vivienda unifamiliar, vivienda adosada, edificio colectivo con menos de 10 viviendas y edificio colectivo con 10 o más viviendas (Figura 15).



Classe bâtiment		Maison individuelle détachée SFH	Maison individuelle mitoyenne TH	Petit logement collectif (<10 log.) MFH	Grand logement collectif (≥10 log.) AB
Période constructive					
1	Avant 1915				
2	1915 - 1948				
3	1949 - 1967				
4	1968 - 1974				
5	1975 - 1981				
6	1982 - 1989				
7	1990 - 1999				
8	2000 - 2005				
9	2006 - 2012				
10	après 2012				

Figura15 Arquetipo de edificio francés según el proyecto Episcopa/tabula [5]

En el caso de Hungría, se optó por utilizar los 5 períodos de construcción y las 4 clases de vivienda: vivienda unifamiliar pequeña (<80 m²), vivienda unifamiliar grande (>80 m²), edificio de viviendas de entre 4 y 9 viviendas, y edificio de viviendas con más de 10 viviendas (véaseFigura16)



		Építési idő / Construction period				
		1944 előtt / Before 1944	1945- 1979	1980 -1989	1990 - 2005	2006 után / After 2006
Épületméret / Building size	Családi ház / Single family house (>80m ²)	 SFH.01.	 SFH.02.	 SFH.03.	 SFH.04.	 SFH.05.
	Családi ház / Single family house (>80m ²)	 SFH.01.Bel80	 SFH.02.Bel80			
	Társas ház / Multi family house (4-9 flats)	 MFH.01.	 MFH.02.	 MFH.03.	 MFH.04.	 MFH.05.
	Középmagas társasház / Apartment block (>10 flats)		 AB.02.Ind	 AB.03.Ind		 AB.05.

Figura16 Arquetipo de edificio húngaro según el proyecto Episcopo/tabula [6]

Por lo tanto, para cada arquetipo en cada país, se detallan las composiciones y características térmicas de las paredes, ventanas, tejado, etc., así como el consumo energético para diferentes niveles de rehabilitación de la envolvente.

2. Demanda de refrigeración de espacios

El primer paso consiste en determinar cómo calcular la demanda de refrigeración de un edificio. El método aquí descrito se inspira en[7] .

La potencia de diseño de refrigeración de espacios $\dot{Q}_{sc}$ (W) depende de cuatro factores:

- Las ganancias por transmisión $\dot{Q}_w$ (W) a través de las superficies opacas
- Las ganancias por ventilación $\dot{Q}_v$ (W) debidas a la infiltración y a la ventilación mecánica
- Las ganancias por transmisión $\dot{Q}_s$ (W) a través de las superficies transparentes
- Las ganancias internas de $\dot{Q}_i$ s (W) procedentes de la iluminación, los ocupantes y los aparatos eléctricos

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{Q}_w + \dot{Q}_v + \dot{Q}_s + \dot{Q}_i$$



La principal dificultad a la hora de calcular la demanda de refrigeración de los espacios es el impacto de las ganancias solares. Al igual que en el cálculo de la demanda de calefacción, la demanda de refrigeración debe calcularse para el peor de los casos, es decir, cuando las ganancias solares son máximas.

a. Transmisión a través de paredes opacas

Las ganancias térmicas a través de paredes opacas se calculan de la misma forma que las pérdidas para la demanda de calefacción del espacio:

$$\dot{Q}_w = U_{wall} S \Delta T$$

No obstante, el coeficiente de transferencia térmica de la pared opaca U_{wall} es diferente al utilizado para la calefacción de espacios. De hecho, la convección interna no es la misma y hay que tener en cuenta la ganancia solar. Por lo tanto, la ganancia térmica a través de una pared opaca es[7] :

$$\dot{Q}_w = U_{wall} S (T_{eq} - T_{in})$$

Donde

$$U_{wall} = \frac{1}{R_{wall}} = \left[\left(R_{si} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} \right) \right]^{-1} \text{ with } R_{si} = 0.25 [m^2 \cdot K/W]$$

$$T_{eq} = T_{out} + R_{se} \alpha E$$

Donde T_{eq} (K) es la temperatura equivalente, E (W/m^2) la irradiancia solar y α la absorptividad de la pared. En condiciones estivales, R_{se} es igual a 0,06 para superficies verticales y a 0,05 para superficies horizontales. Si no se dispone de datos sobre el factor de absorptividad de la pared, pueden utilizarse los siguientes valores:

- $\alpha = 0.5$ para paredes de color claro
- $\alpha = 0.9$ para paredes oscuras
- $\alpha = 0.7$ para paredes de color medio

La irradiación solar depende de la fecha, la hora del día, la ubicación y la orientación de las paredes (véase Figura 17 , y Figura 18). Para calcular la potencia de refrigeración necesaria, hay que tomar como referencia la irradiación solar máxima.

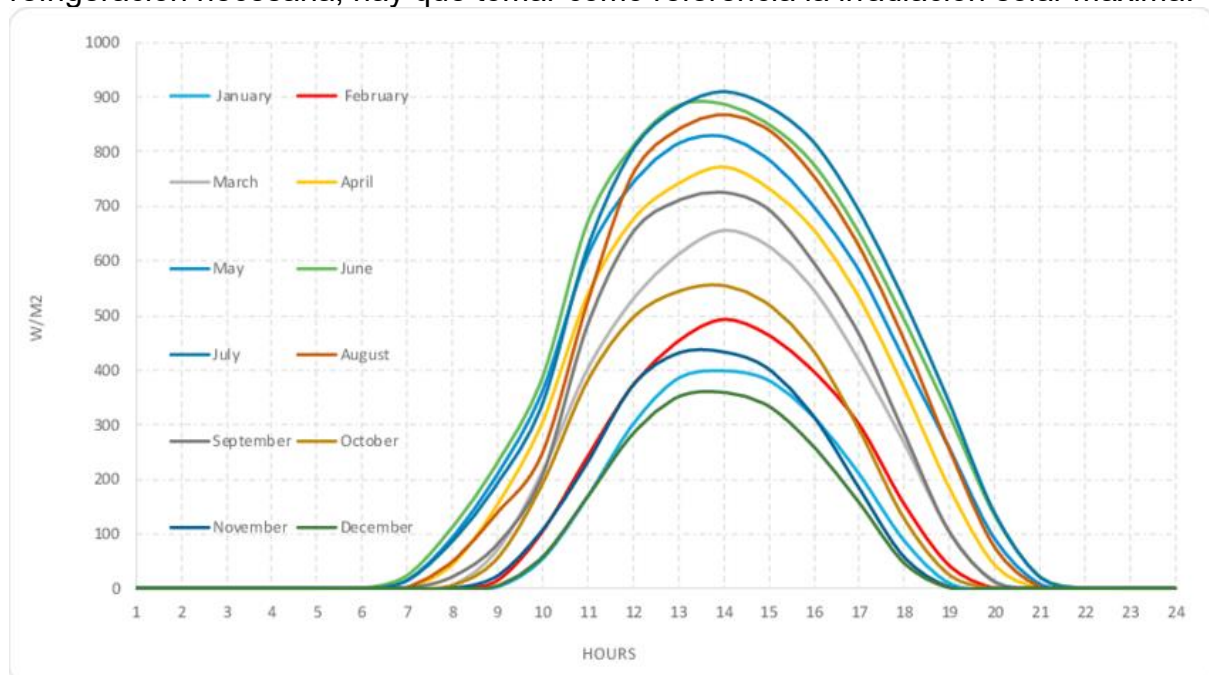


Figura 17 Evolución de la irradiación solar en función de la fecha y la hora del día

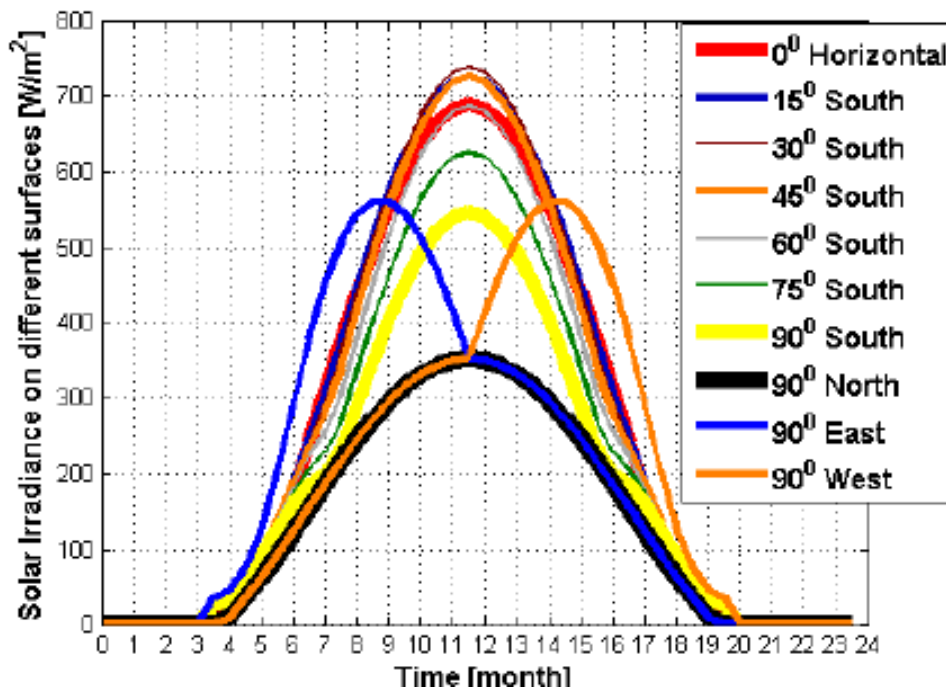


Figura18 Evolución de la irradiación solar en función de la orientación

b. Transmisión a través de paredes transparentes.

Las entradas térmicas a través de las superficies transparentes se calculan de la misma forma que para las paredes opacas. No obstante, debe tenerse en cuenta el factor solar del cristal de las ventanas g . Además, la irradiación solar puede reducirse si hay protecciones solares sobre la ventana.

$$\dot{Q}_s = g S E$$

c. Ganancias por ventilación

Las ganancias por ventilación se calculan de la misma forma que las pérdidas por ventilación para las necesidades de calefacción del espacio (véase el apartado 2.ii)

$$\dot{Q}_v = 0.34 q_v (T_{in} - T_{out})$$

d. Ganancias internas

La ganancia interna representa todo el flujo de calor entrante debido a los ocupantes, la iluminación y los aparatos eléctricos. En el caso de un edificio residencial, las ganancias internas totales pueden determinarse en función del número de ocupantes del edificio, tal y como se muestra en Figura19.

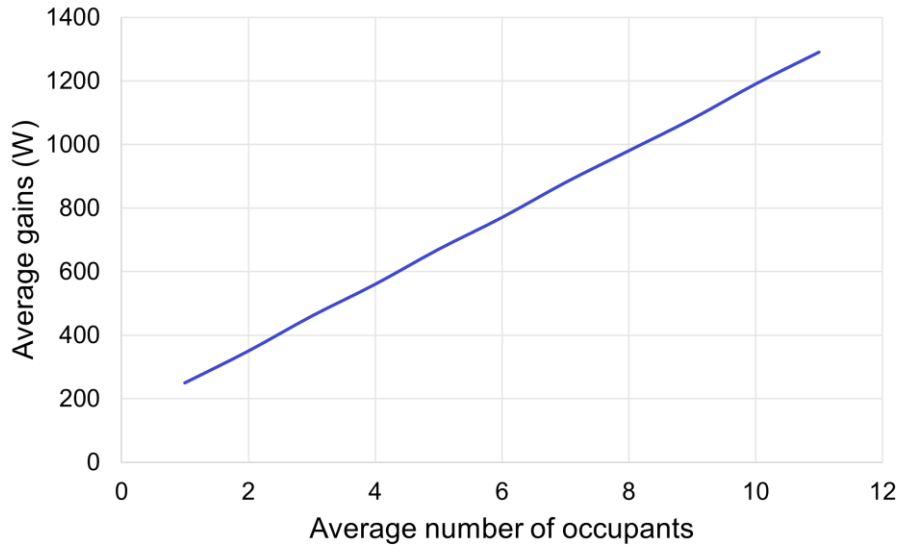


Figura19 Ganancias internas totales de un edificio residencial en función del número de ocupantes [7]

3. Demanda de agua caliente sanitaria

Una red de calefacción urbana no solo suministra calefacción para los locales, sino también agua caliente sanitaria (ACS). Al igual que la demanda de calefacción para los locales, la demanda de ACS puede determinarse mediante cálculo. El suministro de ACS debe cumplir dos condiciones principales: confort y salud. De hecho, el suministro de ACS debe respetar las exigencias en cuanto a volumen diario, caudal instantáneo y temperatura. Además, el ACS producido debe cumplir las condiciones sanitarias, como evitar la propagación de la legionela. La legionela es una bacteria mortal que se desarrolla en el agua estancada a temperaturas comprendidas entre 20 °C y 55 °C. Por lo tanto, el ACS producido debe estar a una temperatura mínima de 55 °C o 60 °C, según la norma, y el ACS debe estar siempre en movimiento. El objetivo de este capítulo es diseñar la producción y las necesidades de agua caliente sanitaria teniendo en cuenta las restricciones detalladas anteriormente.

a. Consumo de agua caliente sanitaria

El suministro de agua caliente sanitaria debe mantenerse a una temperatura estable y estar disponible de forma inmediata con un caudal suficiente. El consumo de agua caliente sanitaria se caracteriza por volúmenes de extracción muy variables y un caudal instantáneo que depende de las horas del día y de los usos. No obstante, todos los consumos de agua caliente sanitaria se caracterizan por un periodo de consumo bajo o nulo, seguido de uno o varios periodos con distintos grados de consumo. Figura20 presenta ejemplos de patrones de consumo de agua caliente sanitaria para diferentes tipos de edificios.

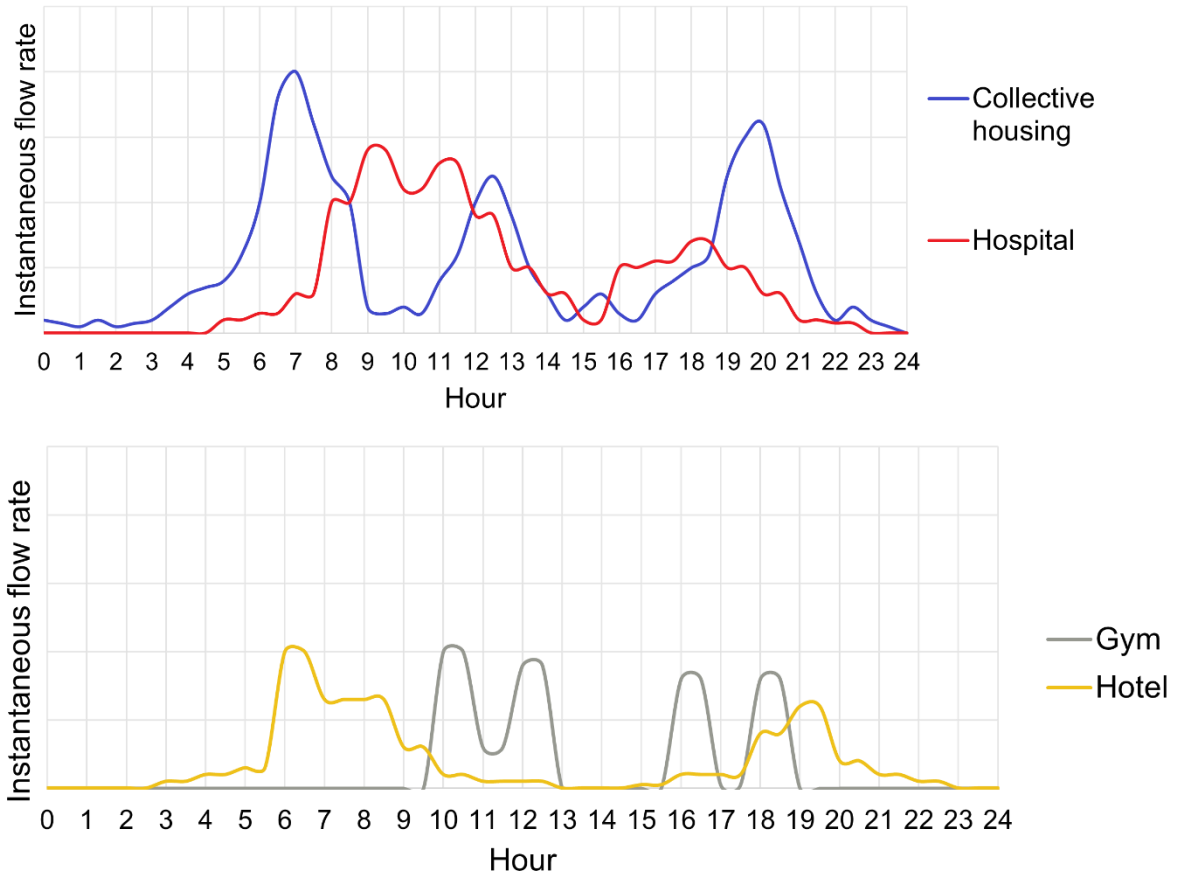


Figura20 Ejemplo de perfil de consumo de agua caliente sanitaria para diferentes tipos de edificios [8]

Estas figuras muestran que todos los patrones son diferentes en cuanto al volumen diario consumido y al caudal instantáneo necesario. Además, se caracterizan por períodos de consumo de máxima y mínima demanda, aunque en horas diferentes del día. Por lo tanto, los patrones de consumo dependen del tipo de edificio y, más concretamente, del número y tipo de equipos (lavabo, ducha, bañera, lavavajillas, etc.) y de su uso.

Para dimensionar el suministro de agua caliente sanitaria de un edificio, el patrón de consumo diario puede resumirse en tres períodos distintos, tal y como se muestra enFigura21 .

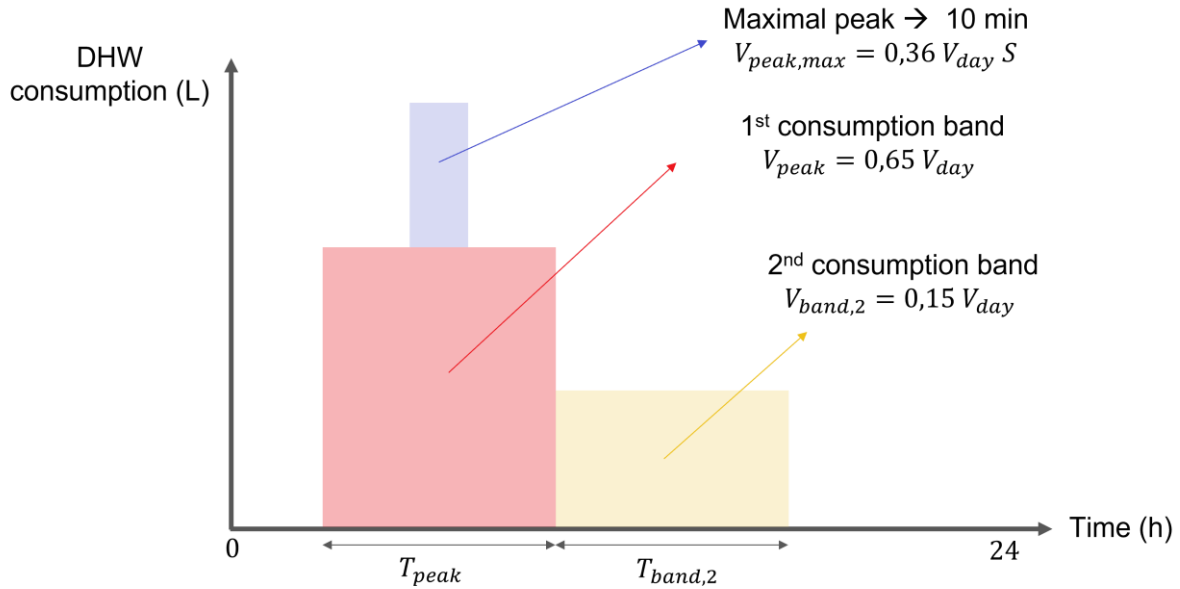


Figura 21 Perfil normalizado de consumo de agua caliente sanitaria

El periodo de pico máximo es aquel en el que el caudal instantáneo es mayor. Este caudal corresponde al utilizado para diseñar las tuberías de la red de agua caliente sanitaria del edificio. El pico máximo puede durar entre 2 y 25 minutos, dependiendo del tipo de edificio o del número de viviendas en los edificios residenciales (4,32 minutos para 10 viviendas, 12,5 minutos para 100 viviendas y 18,27 minutos para 200 viviendas). Para simplificar, en todos los casos se establece en 10 minutos la duración del pico máximo de consumo $T_{peak,max}$, ya que es la duración elegida para dimensionar los equipos de suministro de agua caliente sanitaria. El volumen de agua caliente sanitaria consumido durante el pico máximo $V_{peak,max}$ corresponde al 36 % del consumo diario V_{day} para un edificio residencial (39 % para hospitales, residencias y oficinas), corregido por un factor de simultaneidad S .

$$V_{peak,max} = \begin{cases} 0,36 * V_{day} * S & \text{for residential buiding} \\ 0,39 * V_{day} * S & \text{for non residential buiding} \end{cases}$$

El factor de simultaneidad se utiliza para modelar la probabilidad de que todos los equipos de agua caliente sanitaria se utilicen al mismo tiempo. Cuanto mayor sea el número de equipos, menor será la probabilidad de que todos se utilicen simultáneamente. La definición matemática de este factor se expone en la siguiente sección. Del mismo modo, el caudal instantáneo máximo puede calcularse en L/h:

$$\dot{Q}_{peak} = \begin{cases} 0,36 * V_{day} * S * 6 & \text{for residential buiding} \\ 0,39 * V_{day} * S * 6 & \text{for non residential buiding} \end{cases}$$

El segundo periodo de consumo es el de máxima demanda. Tiene lugar durante un intervalo T_{peak} calculado en función del número de equipos en los edificios. La definición de T_{peak} se presentará más adelante. El volumen de agua caliente sanitaria consumido durante este periodo V_{peak} corresponde al 65 % del consumo diario en el caso de los edificios residenciales y al 78 % en el de los demás edificios.

$$V_{peak} = \begin{cases} 0,65 * V_{day} & \text{for residential buiding} \\ 0,78 * V_{day} & \text{for non residential buiding} \end{cases}$$

El último periodo de consumo corresponde al 15 % del consumo diario en todos los casos.



El consumo diario de agua caliente sanitaria puede determinarse conociendo todos los equipos de los edificios. Tabla4 presenta el consumo medio diario de los equipos clásicos.

Tabla4 Consumo diario de agua caliente sanitaria de varios equipos [8]

Equipo	Unidad	Consumo diario (L)	Caudal instantáneo (L/min)
Fregadero individual	1 grifo de agua caliente	40	6
Fregadero colectivo	1 grifo de agua caliente	120-240	3-6
Bañera	1 bañera	120	20
Ducha individual	1 ducha	80	15
Ducha colectiva	1 ducha	300	10
Fregadero de cocina	1 grifo de agua caliente	60	12
Lavavajillas	1 comida	4	10
Lavadora individual	1 lavadora	50	25
Arandela colectiva	1 lavadora	200-340	25

Por lo tanto, el consumo diario de agua caliente sanitaria es la suma del consumo de todos los equipos presentes en el edificio. No obstante, a veces no se conoce la totalidad de los equipos; para superar este obstáculo, se puede determinar un módulo. Un módulo es un conjunto de puntos de consumo (equipos) que probablemente utilice de forma habitual un grupo de personas identificables; se ofrecen ejemplos en Tabla5 .

Tabla5 Ejemplo de módulo de agua caliente sanitaria [8]

Tipo de edificios	Módulo	Ejemplo	Descripción	Consumo diario (L)
Edificio residencial	1 vivienda	Piso de 1 habitación	1 ducha 1 fregadero de cocina	95
		Piso de 3 habitaciones	1 bañera 1 fregadero de cocina 1 lavabo individual	180
Hotel	1 habitación	Hotel *	1 Ducha	90
		Hotel ***	Bañera	160
Oficina	10 empleados		1 Fregadero colectivo	40
Hospital	1 cama		1 Lavabo individual 0.1 Bañera 0,5 Lavabo colectivo	112



Por lo tanto, el consumo diario de agua caliente sanitaria (ACS) de los edificios es la suma del consumo diario por módulo $V_{day,module}$ multiplicado por el número de módulos N :

$$V_{day} = V_{day,module} * N$$

Para no sobreestimar el consumo de agua caliente sanitaria, hay que calcular un factor de simultaneidad S . Este factor depende del número de módulos (es decir, del número de equipos o puntos de consumo) y viene descrito por la siguiente ecuación:

$$S = \begin{cases} \frac{1}{(N-1)^{0.3*i}} & \text{for residential buiding} \\ \frac{1}{(N-1)^{0.2*i}} & \text{for non residential buiding} \end{cases} \quad \text{with } i = \frac{N-1}{N+1}$$

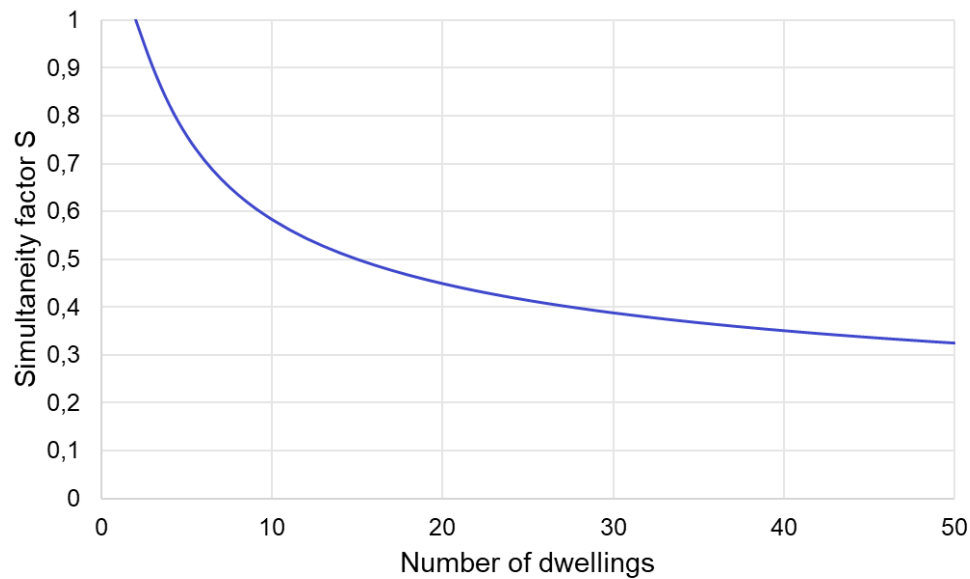


Figura22 Evolución del factor de simultaneidad en función del número de viviendas

La evolución del factor de simultaneidad en función del número de viviendas en un edificio residencial se presenta en Figura22 .

Del mismo modo, la duración del pico T_{peak} (h) también puede calcularse de la siguiente manera:

$$T_{peak} = \begin{cases} \frac{N^{0.889}}{(N+1)^{0.65}} & \text{for residential buiding} \\ \frac{N^{0.878}}{(N+1)^{0.70}} & \text{for non residential buiding} \end{cases}$$

Por lo tanto, tal y como se muestra en Figura23 , el tiempo de duración del pico aumenta en función del número de módulos.

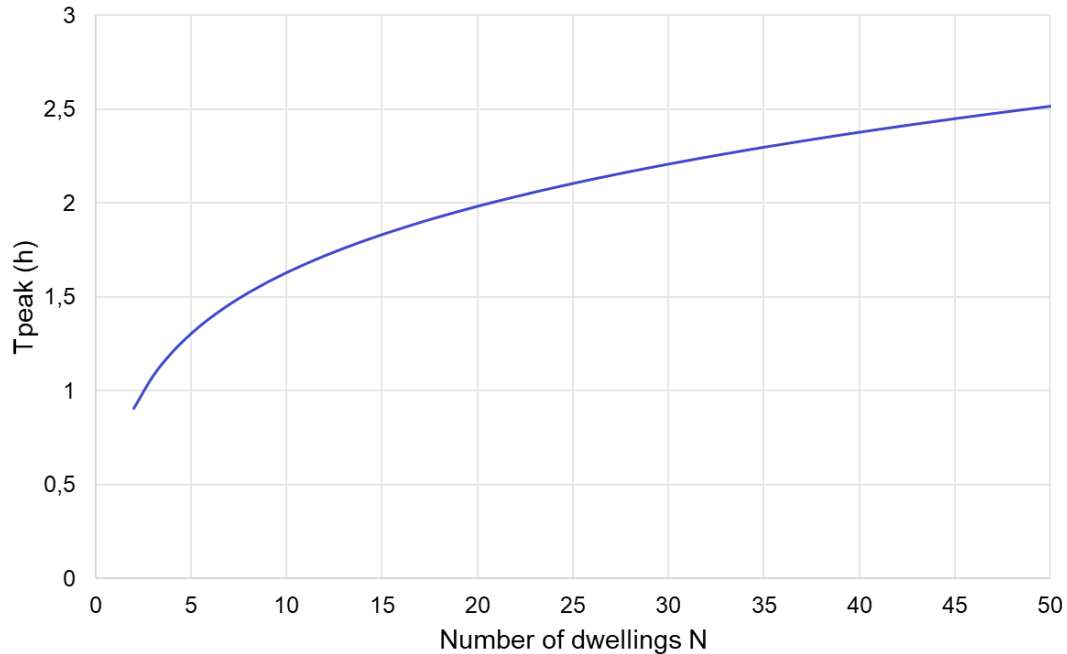


Figura 23 Evolución de la duración del pico en función del número de viviendas

Estas fórmulas (factor de simultaneidad y tiempo de duración del pico) no son precisas para:

- Instalación deportiva $T_{peak} = 30 \text{ min}$ max y $S = 1$
- Albergue y hospital $T_{peak} = 2 \text{ h}$ max y $S = 0.25$
- Internados: $T_{peak} = 1 \text{ h}$ max y $S = 1$

b. Suministro de agua caliente sanitaria

Una vez determinados el caudal instantáneo máximo y el volumen de consumo diario de agua caliente sanitaria, se puede abordar el dimensionamiento y el diseño del sistema de suministro. El consumo energético de agua caliente sanitaria E_{DHW} (kWh) se expresa como:

$$E_{DHW} = V_{day} C_p (T_{DHW} - T_{CW})$$

Donde C_p es el calor específico del agua ($\text{kWh/m}^3 \cdot \text{K}$), T_{DHW} la temperatura de suministro de agua caliente sanitaria ($^{\circ}\text{C}$) (es decir, entre 55°C y 60°C) y T_{CW} la temperatura del agua fría procedente de la red de suministro. La temperatura del agua fría varía con el tiempo, Figura 24 muestra la evolución de la temperatura del agua fría en Francia.

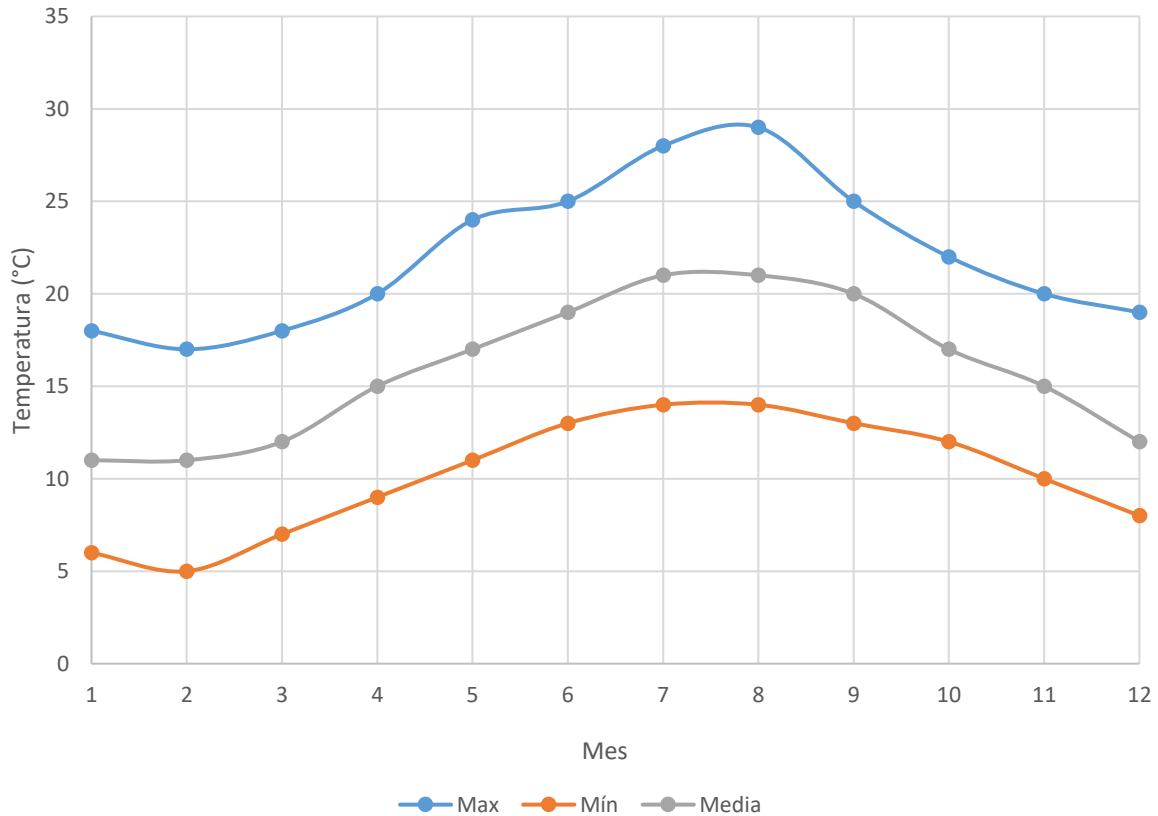


Figura24 Evolución de la temperatura del agua fría a lo largo del año en los climas franceses (París) [8]

A continuación, debe fijarse la potencia de diseño del intercambiador de calor que abastece al agua caliente sanitaria (ACS). Este valor depende del esquema hidráulico del suministro de ACS. De hecho, se utilizan cuatro formas de suministro de ACS, que se describirán a continuación.

i. Suministro instantáneo

El suministro instantáneo de agua caliente sanitaria (ACS) consiste en suministrar ACS utilizando únicamente un intercambiador de calor entre la red de tuberías de ACS y la fuente de calor (la red primaria de una red de calefacción urbana), sin ningún depósito de almacenamiento (véaseFigura25).

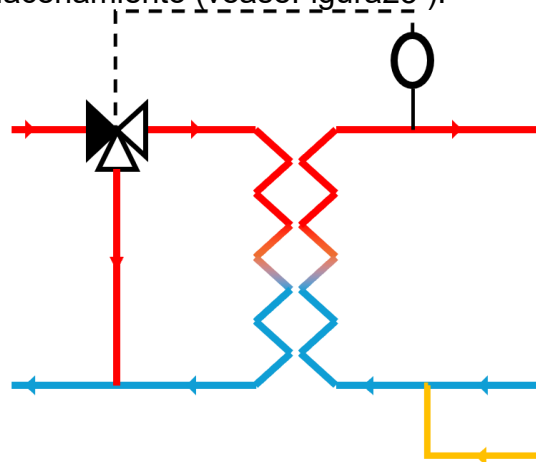


Figura25 Esquema de un suministro instantáneo de agua caliente sanitaria



Por lo tanto, el intercambiador de calor se dimensiona para poder calentar agua fría a 10 °C hasta 55 o 60 °C cada vez, concretamente durante el pico máximo de consumo diario. En consecuencia, la potencia de diseño $\dot{Q}$ puede calcularse como:

$$\dot{Q} = Cp (T_{DHW} - T_{CW}) \frac{V_{peak,max}}{T_{peak,max}}$$

Con $T_{peak,max}$, la duración del pico de consumo máximo es de 10 minutos. Esta técnica de suministro de agua caliente sanitaria tiene la ventaja de ocupar muy poco espacio y de ser económica. Sin embargo, la potencia de diseño es importante y, a menudo, muy superior a la potencia necesaria para cubrir las necesidades de calefacción de los edificios.

ii. Suministro semiinstantáneo

El suministro semiinstantáneo consiste en utilizar un intercambiador de calor acoplado a un depósito de almacenamiento capaz de cubrir total o parcialmente las necesidades de volumen de agua caliente sanitaria durante el pico de consumo máximo. En Figura 26).

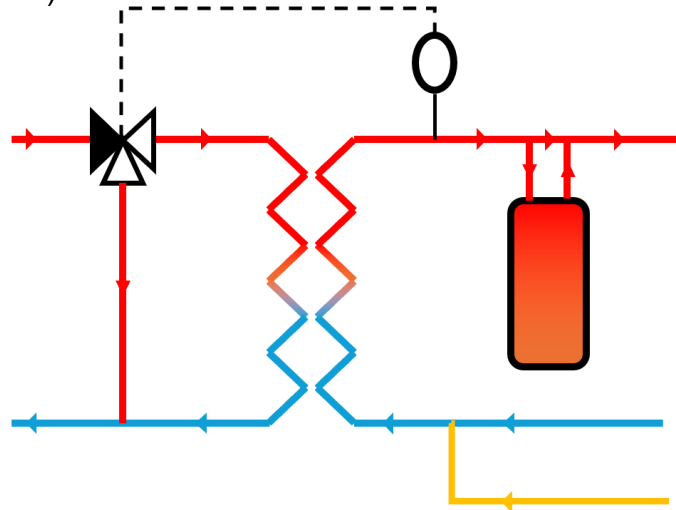


Figura 26 Esquema de un suministro semiinstantáneo de agua caliente sanitaria

La potencia nominal del intercambiador de calor semiinstantáneo depende del tamaño del depósito de almacenamiento. La potencia nominal $\dot{Q}_{SI}$ (W) y la mínima $\dot{Q}_{SI,min}$ pueden expresarse como:

$$\dot{Q}_{SI,min} = Cp (T_{DHW} - T_{CW}) \frac{V_{peak} - V_{peak,max}}{T_{peak}}$$

$$\dot{Q}_{SI} = Cp (T_{DHW} - T_{CW}) \frac{V_{peak} - Ca}{T_{peak}}$$

Como resultado, el volumen del depósito de almacenamiento Ca oscila entre 0 y $V_{peak,max}$. Esta técnica de suministro de agua caliente sanitaria tiene la ventaja de reducir la potencia necesaria en el intercambiador de calor. Sin embargo, requiere más espacio y es la más costosa.

iii. Suministro de semiacumulación

El suministro de semiacumulación consiste en utilizar un intercambiador de calor acoplado a un depósito de almacenamiento capaz de cubrir total o parcialmente las necesidades de volumen de agua caliente sanitaria durante el pico de consumo y, como mínimo, las necesidades de volumen de agua caliente sanitaria durante el pico máximo de consumo. En Figura 27 .

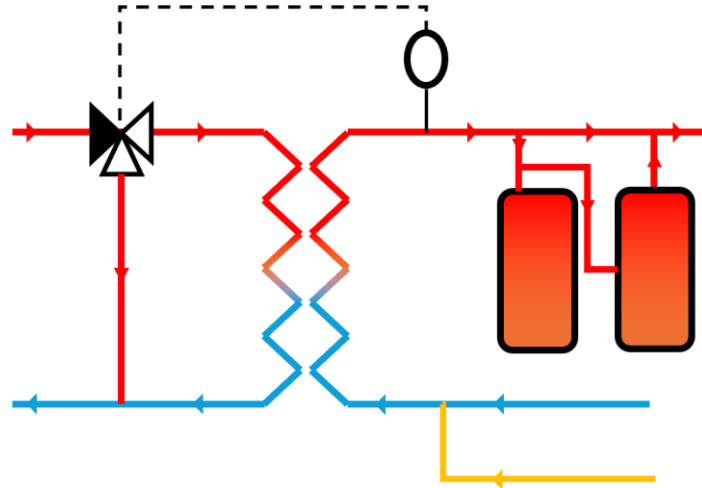


Figura27 Esquema de un sistema de suministro de agua caliente sanitaria de semiacumulación

La potencia nominal del intercambiador de calor de semiacumulación depende del tamaño del depósito de almacenamiento. La potencia nominal $\dot{Q}_{SA}$ (W), la mínima $\dot{Q}_{SA,min}$ y la máxima $\dot{Q}_{SA,max}$ pueden expresarse como:

$$\dot{Q}_{SA,min} = Cp (T_{DHW} - T_{CW}) \frac{0.15 * V_{day}}{T_{peak}} + \dot{Q}_{recirculation}$$

$$\dot{Q}_{SA} = Cp (T_{DHW} - T_{CW}) \frac{V_{peak} - Ca}{T_{peak}} + \dot{Q}_{recirculation}$$

$$\dot{Q}_{SA,max} = \dot{Q}_{SI,min}$$

En consecuencia, el volumen del depósito de almacenamiento Ca oscila entre V_{peak} , y $0.5 V_{day}$. Para evitar el estancamiento del agua, se utiliza una línea de recirculación. El caudal de recirculación $\dot{m}_{recirculation}$ se ajusta para mantener una temperatura mínima de 55 °C en la red secundaria de agua caliente sanitaria. Por lo tanto, la potencia necesaria para la recirculación es:

$$\dot{Q}_{recirculation} = Cp \dot{m}_{recirculation} (T_{DHW} - 55)$$

Esta técnica de suministro de agua caliente sanitaria presenta las ventajas de reducir la potencia necesaria en el intercambiador de calor y de ser sencilla. Sin embargo, requiere más espacio y es la más costosa.

iv. Suministro por acumulación

El sistema de acumulación consiste en utilizar un intercambiador de calor acoplado a un depósito de almacenamiento capaz de cubrir total o parcialmente las necesidades diarias de agua caliente sanitaria y, como mínimo, las necesidades de agua caliente sanitaria durante el pico de consumo. En Figura28).

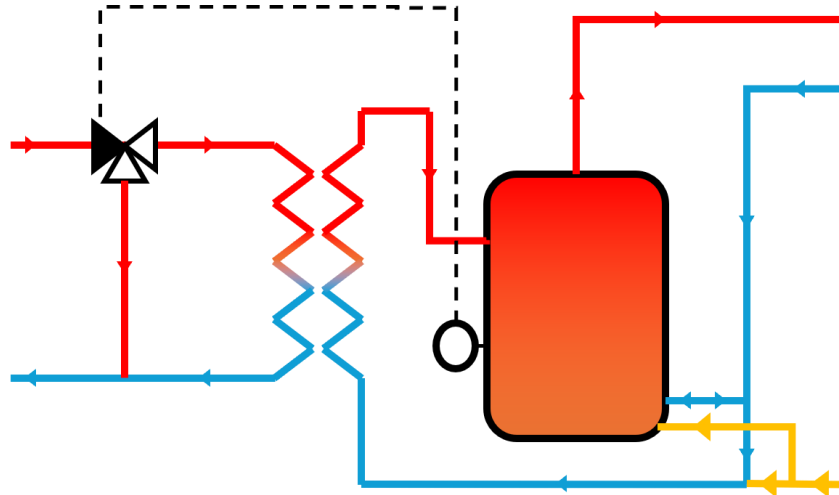


Figura 28 Esquema de un sistema de suministro de agua caliente sanitaria por acumulación

En la práctica, el depósito de almacenamiento se dimensiona para garantizar el calentamiento del mismo en un plazo de 8 horas. La potencia de diseño del intercambiador de calor de acumulación depende del tamaño del depósito de almacenamiento. La potencia de diseño $\dot{Q}_A$ (W), la mínima $\dot{Q}_{A,min}$ y la máxima $\dot{Q}_{A,max}$ pueden expresarse como:

$$\dot{Q}_{A,min} = C_p (T_{DHW} - T_{CW}) \frac{V_{day}}{24} + \dot{Q}_{recirculation}$$

$$\dot{Q}_A = C_p (T_{DHW} - T_{CW}) \frac{V_{day}}{8} + \dot{Q}_{recirculation}$$

$$\dot{Q}_{A,max} = \dot{Q}_{SA,min}$$

Esta técnica de suministro de agua caliente sanitaria presenta las ventajas de reducir la potencia necesaria en el intercambiador de calor y de ser sencilla. Sin embargo, requiere más espacio y es la más costosa. Además, es necesario añadir un circuito de recirculación que provoca pérdidas de calor continuas.

Todas las ecuaciones se resumen en la **Hiba! A hivatkozás forrás nem található.**

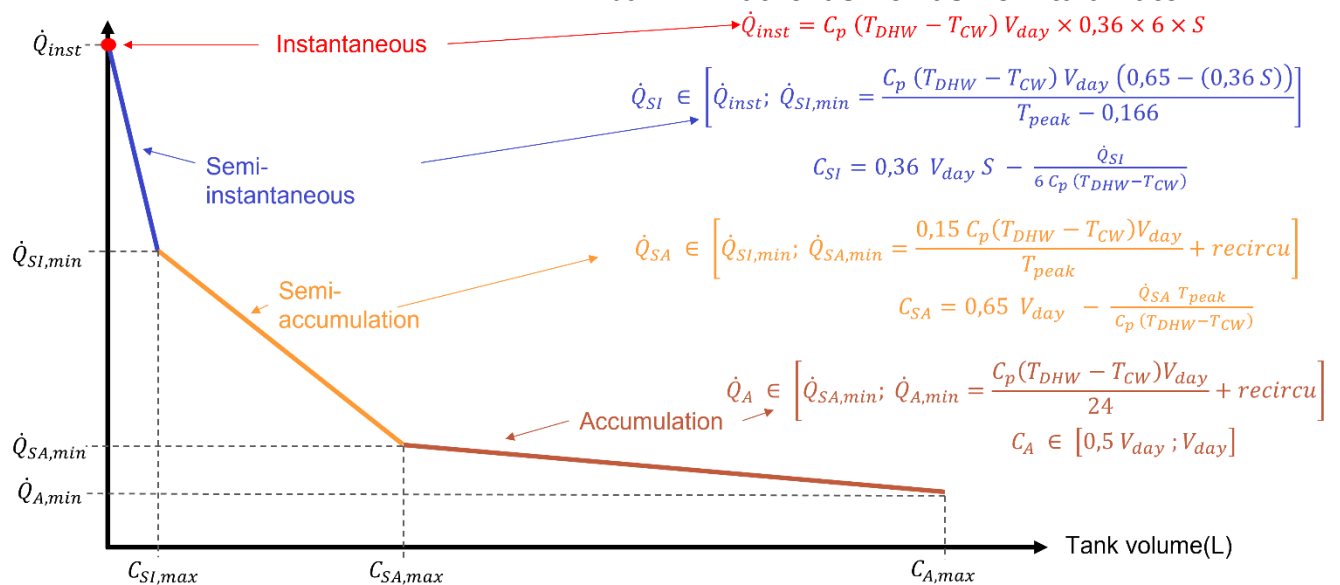


Figura 29. Resumen de los diferentes tipos de técnicas de suministro de agua caliente sanitaria



4. Sistemas hidrónicos del edificio

Esta sección se centra en todas las operaciones y dispositivos situados entre los espacios ocupados (habitaciones que se deben calentar o refrigerar) y la subestación. Las posibles configuraciones y sistemas hidrónicos, así como sus usos, son muy diversos y numerosos. Esta sección no pretende ser exhaustiva, por lo que solo se tratarán las soluciones más comunes. Se abordarán el funcionamiento y el dimensionamiento de los emisores (radiadores, suelos radiantes de calefacción y refrigeración, fan coils), la red hidráulica, las válvulas y las bombas. Las siguientes secciones se basan en el funcionamiento clásico de los sistemas hidrónicos de los edificios franceses y en las normas europeas.

a. Emisores de calor

En los edificios conectados a redes de calefacción urbana, suelen utilizarse tres emisores de calor diferentes: radiadores, suelos radiantes y fan coils. Cada uno de estos dispositivos satisface las necesidades de calefacción de los espacios calentando el aire interior mediante agua caliente. Sin embargo, no garantizan el confort térmico de la misma manera. De hecho, los radiadores y los suelos radiantes calientan una estancia mediante radiación y convección, lo que influye en la temperatura de las paredes y del aire, mientras que el fan coil solo calienta el aire. Esto permite que el radiador y el suelo radiante difundan un calor más homogéneo y suave. El radiador sigue siendo el emisor de calor más utilizado; se beneficia de un precio bajo y una instalación sencilla, pero ocupa un espacio considerable en una habitación y, por lo general, no puede utilizarse para proporcionar refrigeración ambiental. El suelo radiante es un emisor de calor muy extendido porque no satura el espacio y puede utilizarse para proporcionar refrigeración ambiental. No obstante, estos emisores son caros y presentan una elevada inercia que podría no ser adecuada en determinados edificios. El fan coil presenta las mismas ventajas que la calefacción por suelo radiante, pero es más barato y su eficiencia energética es menor. Los emisores influirán en todo el funcionamiento de la red de calefacción o refrigeración urbana. De hecho, la elección y el dimensionamiento de los emisores en función de la potencia máxima necesaria determinarán la temperatura de suministro y el caudal másico requeridos.

i. Radiadores

Los radiadores son sistemas que permiten suministrar calor mediante agua caliente que circula por su interior. Se caracterizan por su elevado contenido de agua. Pueden fabricarse con diversos materiales (hierro fundido, acero, aluminio, piedra, etc.) y adoptar diversas formas (véase Figura 29).



Figura29 Ejemplo de radiadores

Según la norma europea EN 442[9] , la potencia transferida por un radiador viene dada por

$$\dot{Q}_{\text{radiator}} = UA \Delta T^n = UA (T_{\text{moy,rad}} - T_{\text{indoor}})^n = UA \left(\frac{T_{\text{in,rad}} + T_{\text{out,rad}}}{2} - T_{\text{indoor}} \right)^n$$

Donde $\dot{Q}_{\text{radiator}}$ es la potencia intercambiada (W), UA es el coeficiente de intercambio global (K/W), ΔT es la diferencia de temperatura (K) entre la temperatura interior (T_{indoor}) y la temperatura media del agua en el interior del radiador $T_{\text{moy,rad}}$. La temperatura media del agua se calcula como la media entre las temperaturas de entrada y salida del agua del radiador. n es el coeficiente que caracteriza el tipo de radiador:

- $n = 1.3$ para radiadores clásicos
- $1.1 < n < 1.3$ para convectores
- $n = 1$ para unidades de fan coil

Según la ecuación anterior, la potencia transferida por el radiador depende de la superficie de intercambio, del coeficiente de intercambio global, de la temperatura del agua y de la temperatura interior. La temperatura interior la establece el ocupante. Para mejorar la difusión del calor, se requiere la mayor superficie de intercambio posible. Por ello, los radiadores suelen tener formas específicas con numerosos tubos y aletas (véase la figura 31).

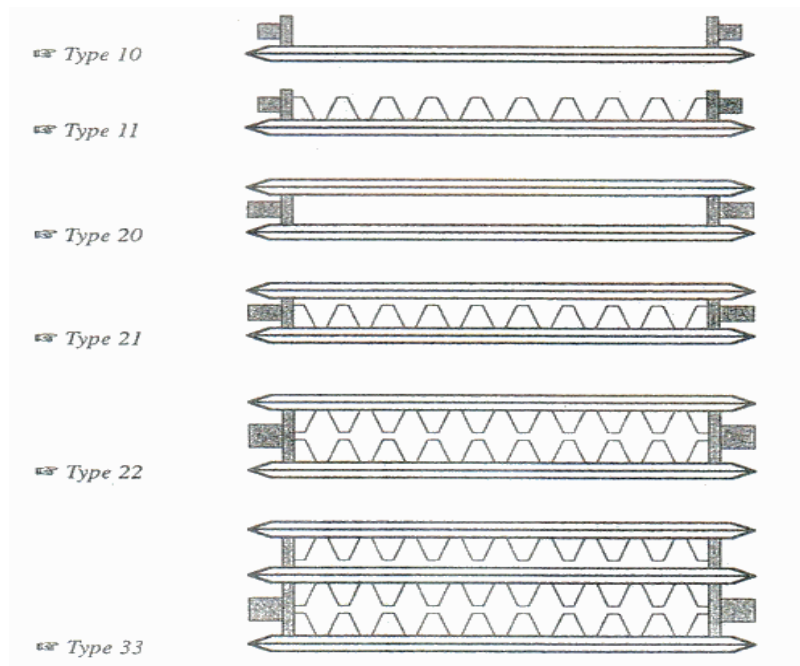


Figura30 Ejemplos de superficie de intercambio de un radiador

La potencia intercambiada por un radiador depende del coeficiente de transferencia global U . Este coeficiente se calcula a partir del modo de transferencia de calor. Un radiador interactúa con su entorno mediante convección natural y radiación. Por lo tanto, un radiador no solo calienta el aire interior, sino también las paredes, lo que permite difundir un calor más confortable. Aproximadamente el 30 % de la transferencia de calor se produce por radiación y el 70 % por convección. Un radiador se define principalmente por su régimen de temperatura y, más concretamente, por las temperaturas del agua de entrada y salida en la configuración de diseño. Por lo tanto, un radiador de 80/60 significa que, a la temperatura exterior de diseño (por ejemplo, -7°C en Francia), la temperatura del agua del radiador es de 80°C en la entrada y de 60°C en la salida. Un radiador de alta temperatura funciona a 80/60 o $75/55^{\circ}\text{C}$; a menudo se trata de emisores antiguos con un coeficiente de transferencia global bajo. Por el contrario, un radiador de baja temperatura funciona a 60/40 o $55/45^{\circ}\text{C}$; estos corresponden a la nueva generación de radiadores utilizados en edificios nuevos o rehabilitados. Para la misma potencia calorífica, un radiador de baja temperatura tiene una superficie mayor que uno de alta temperatura (véase Figura31).

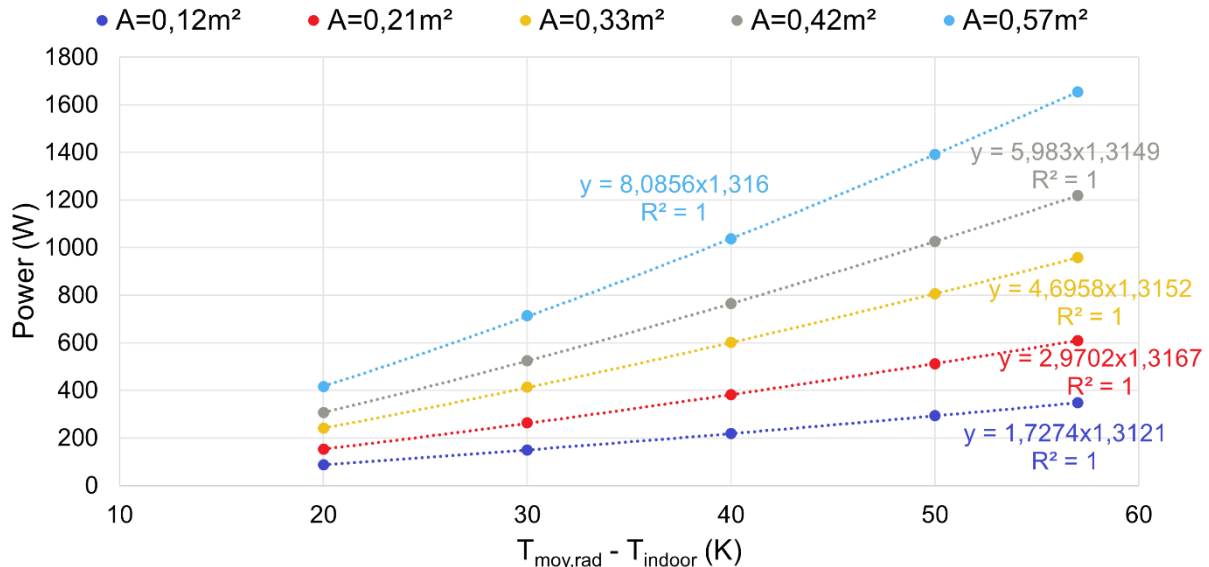


Figura 31 Potencia suministrada por un radiador típico en función de la superficie de intercambio y la temperatura del radiador

La elección del tipo de radiadores en función de la potencia calorífica necesaria determinará el caudal másico máximo de agua caliente que circula por el radiador:

$$\dot{m}_{rad} = \frac{\dot{Q}_{radiador}}{Cp (T_{in,rad} - T_{out,rad})}$$

Por lo general, un emisor de calor está diseñado para suministrar la potencia máxima de calefacción ambiental que requiere la estancia en la que está instalado. De hecho, esta potencia máxima prácticamente nunca es necesaria y la potencia suministrada por los radiadores debe controlarse. Para alcanzar la temperatura interior requerida en función de las diferentes condiciones exteriores, la temperatura de entrada del radiador se controla mediante una ley de temperatura de impulsión. Este control se ajusta para reducir la temperatura de entrada del radiador a medida que aumenta la temperatura exterior. De hecho, dado que la calefacción de los espacios es termosensible, cuanto mayor es la temperatura exterior, menor es la calefacción necesaria. Por lo tanto, como la relación entre la temperatura exterior y las necesidades de calefacción es básicamente lineal, la evolución del punto de consigna de la temperatura de entrada también es lineal. La ley de temperatura de entrada se establece mediante dos puntos: en el punto de diseño exterior, la temperatura de entrada es igual a la de diseño, y cuando la temperatura exterior es igual a la temperatura interior requerida (calefacción desactivada), la temperatura de entrada del radiador es igual a la temperatura interior requerida. Por ejemplo, para una temperatura de diseño exterior de -7 °C, una temperatura interior de 20 °C y un radiador 80/60:

$$T_{in,rad} = a * T_{outdoor} + b$$

$$\begin{cases} 80 = a * -7 + b \\ 20 = a * 20 + b \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} a = \frac{80 - 20}{-7 - 20} \\ b = 80 + 7 * a \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} a = -2.22 \\ b = 64.5 \end{cases}$$

La Figura 32, representa dos leyes de control de la temperatura de entrada para un radiador de 80/60 y otro de 55/45.

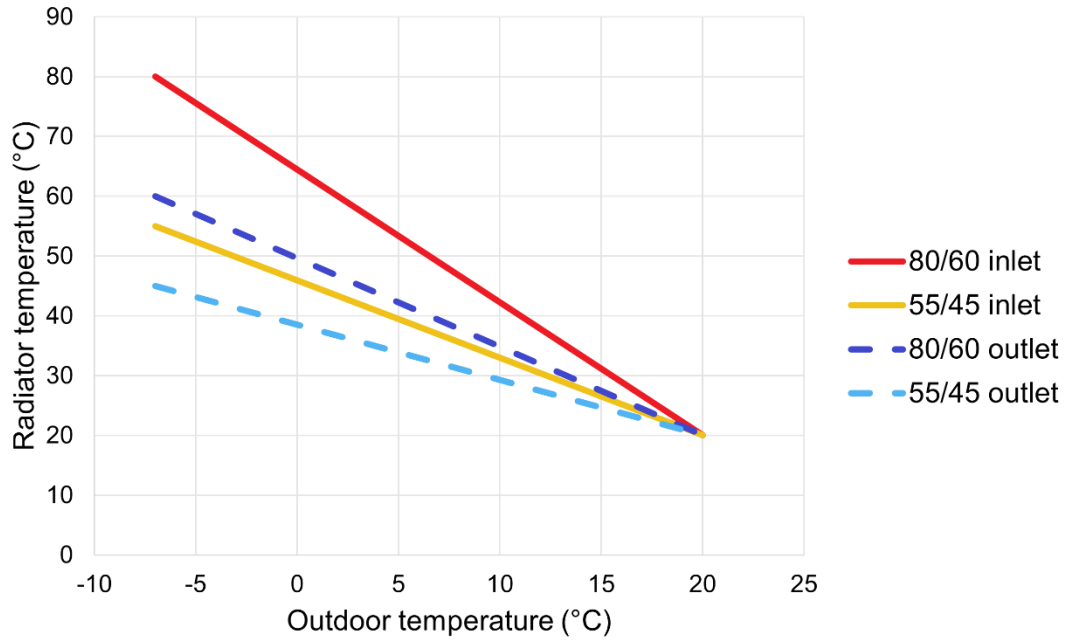


Figura32 Temperaturas de alimentación de los radiadores en funcionamiento

La temperatura de entrada no es el único parámetro de control. La potencia de calefacción necesaria no depende únicamente de la temperatura exterior. De hecho, a pequeña escala, las ganancias o pérdidas de calor debidas al comportamiento de los ocupantes o a las ganancias solares afectan a la potencia de calefacción necesaria, independientemente de la temperatura exterior. Por lo tanto, para garantizar el confort térmico, el caudal másico de agua que pasa por el radiador también se controla mediante una válvula de 2 o 3 vías (véase Figura33)

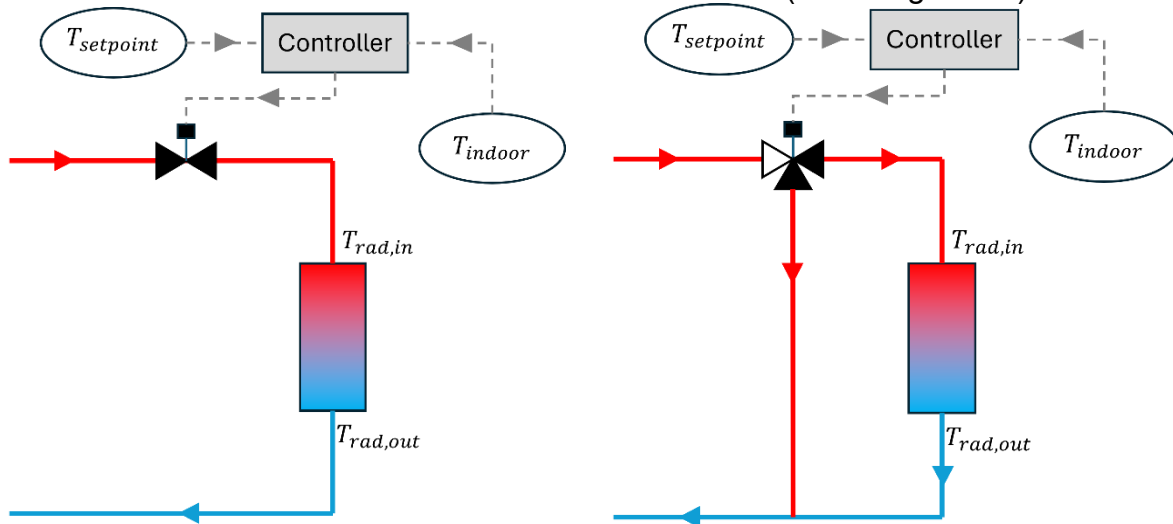


Figura33 Regulación hidráulica de los radiadores (a la izquierda, válvula de dos vías; a la derecha, válvula de tres vías)

Por lo tanto, se mide la temperatura interior real de una estancia y se compara con una temperatura de consigna. En función de la diferencia entre la temperatura de consigna y la temperatura medida, la válvula se abrirá o se cerrará para regular el caudal. De este modo, se alcanzará la temperatura de consigna interior según la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{\text{radiator}} = UA \left(\frac{T_{\text{in,rad}} + T_{\text{out,rad}}}{2} - T_{\text{indoor}} \right)^n = \dot{m}_{\text{rad}} Cp (T_{\text{in,rad}} - T_{\text{out,rad}})$$



ii. Suelo radiante

La calefacción por suelo radiante es un sistema que permite suministrar calor mediante agua caliente que circula por el interior del suelo. Para homogeneizar el calor en el suelo, las tuberías se disponen en forma de espiral (véase Figura 34).



Figura 34 Ejemplo de suelo radiante

Un suelo radiante se compone de cuatro capas, tal y como se muestra en Figura 35.

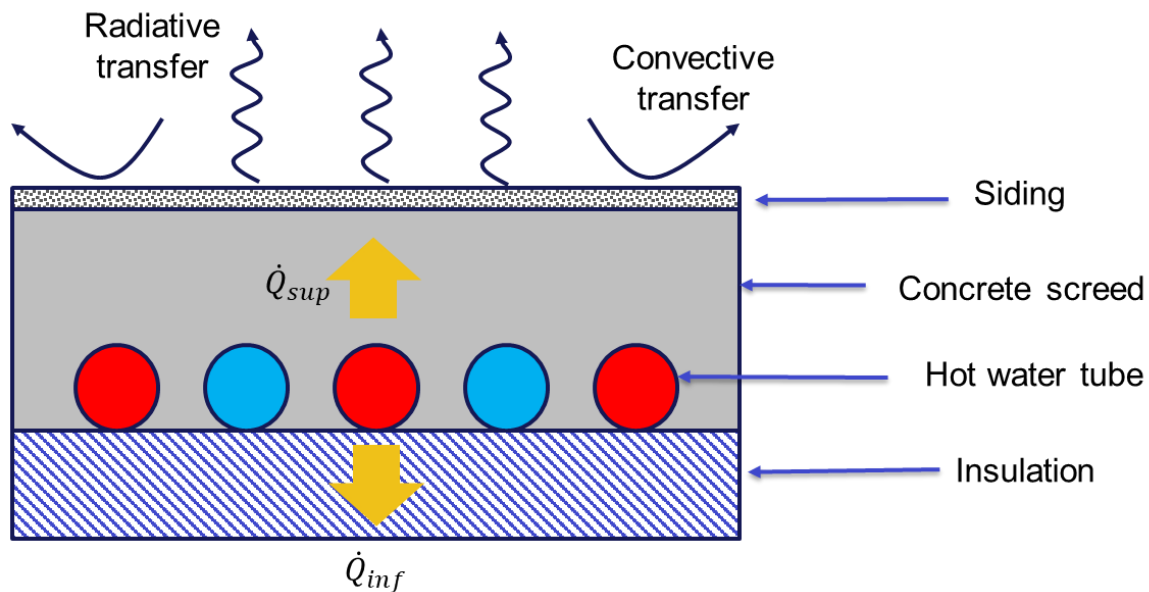


Figura 35 Esquema de un suelo radiante

Las tuberías que transportan el agua caliente están empotradas en una solera de hormigón. Debajo de ellas se instala una capa aislante para reducir la pérdida de calor hacia abajo y, en su lugar, dirigir más calor hacia la estancia que se desea calentar. La Figura 36 representa el esquema termoeléctrico del suelo radiante:

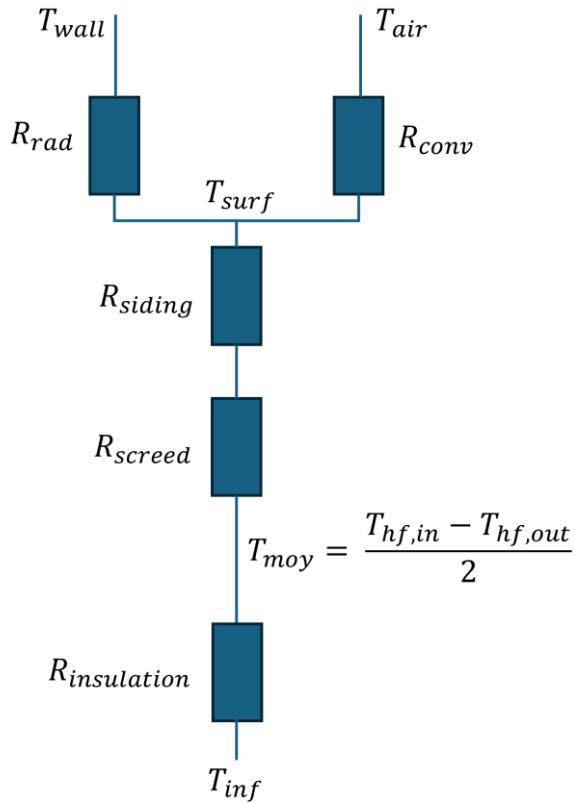


Figura36 Esquema termoelectrico de un suelo radiante

Según la figura anterior, la potencia intercambiada por el suelo radiante puede expresarse como:

$$\dot{Q}_{hf} = \dot{m}_{hf} Cp (T_{hf,in} - T_{hf,out}) = \dot{Q}_{sup} + \dot{Q}_{inf}$$

Donde $\dot{Q}_{hf}$ representa la potencia intercambiada por el suelo radiante (W), $\dot{Q}_{sup}$ y $\dot{Q}_{inf}$ representan el flujo de calor que se dirige a la estancia y al espacio bajo el suelo, respectivamente. $\dot{m}_{hf}$ representa el caudal de agua en el suelo radiante (kg/s), Cp el calor específico (kJ/K/kg) y $T_{hf,in}$ y $T_{hf,out}$ representan, respectivamente, las temperaturas de entrada y salida del agua en el suelo radiante.

La potencia utilizada efectivamente para la calefacción del espacio es $\dot{Q}_{sup}$. En este caso, $\dot{Q}_{inf}$ se considera como pérdidas, y puede expresarse como:

$$\dot{Q}_{sup} = \frac{T_{moy} - T_{surf}}{R_{screed} + R_{siding}}$$

$$\dot{Q}_{inf} = \frac{T_{moy} - T_{inf}}{R_{insulation}}$$

Donde T_{moy} es la temperatura media del agua en el suelo radiante (K), T_{surf} la temperatura en la superficie del suelo radiante (K) y T_{inf} la temperatura del elemento situado bajo el aislamiento (K). R_{screed} , R_{siding} y $R_{insulation}$ representan la resistencia térmica (K/W) de la solera, el revestimiento y el aislamiento, respectivamente.

La potencia intercambiada por un suelo radiante depende del coeficiente de transferencia global U . Este coeficiente se calcula a partir del modo de transferencia de calor. Un suelo radiante interactúa con su entorno mediante convección natural y radiación. Por lo tanto, un suelo radiante no solo calienta el aire interior, sino también la pared, lo que permite difundir



un calor más confortable. Aproximadamente, las transferencias de calor por radiación representan el 70 % y las por convección el 30 % del calor total intercambiado.

A diferencia del radiador, el suelo radiante se beneficia de su amplia superficie. Por lo tanto, el suelo radiante puede funcionar a una temperatura más baja que los radiadores. Además, por motivos de salud, la temperatura superficial no puede superar los 28 °C. Así pues, según la norma europea EN ISO 13370[10] , el régimen de temperatura del suelo radiante es de 35/30 (es decir, $T_{hf,in} = 35^{\circ}C$ and $T_{hf,out} = 30^{\circ}C$) a la temperatura exterior de diseño.

En cuanto al radiador, la temperatura de entrada y el caudal se regulan para satisfacer las necesidades de potencia y temperatura interior. La temperatura de entrada se regula de la misma forma que la del radiador (véaseFigura37)

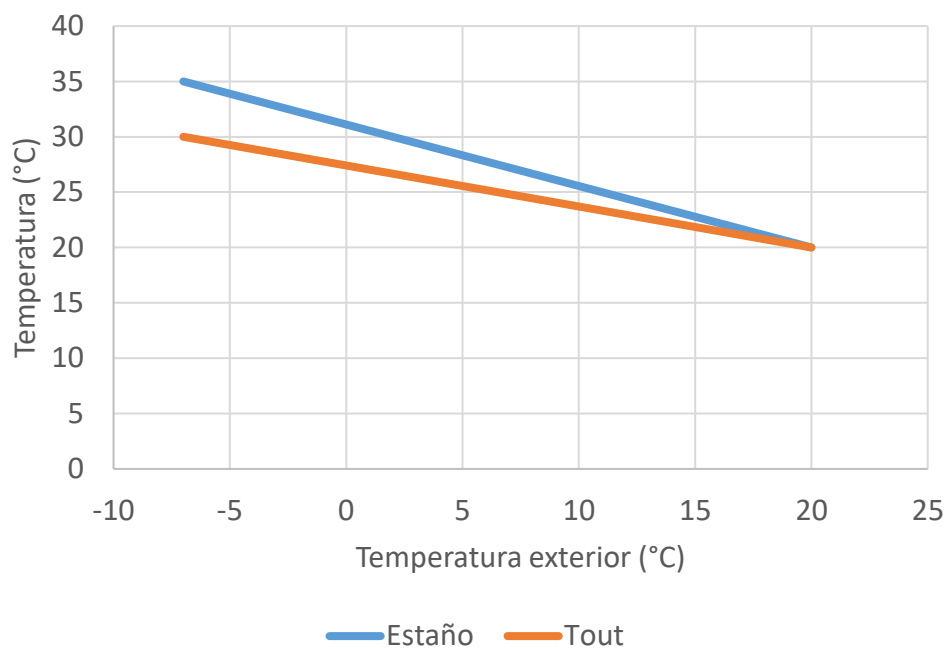


Figura37 Temperatura de funcionamiento del suelo radiante

El caudal también se controla para alcanzar la temperatura interior requerida y respetar la restricción de temperatura superficial. Normalmente, se instala una válvula de tres vías en la entrada del suelo radiante para controlar el caudal y enfriar la temperatura de entrada con el flujo de salida, con el fin de respetar la restricción (véaseFigura38).

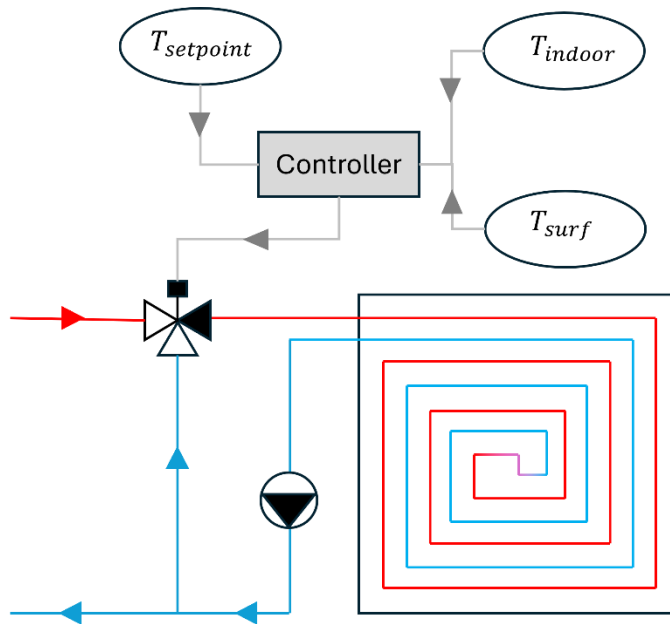


Figura38 Regulación hidráulica del suelo radiante

iii. Unidad de ventiloconvector

Los fan coils son sistemas que permiten suministrar calor mediante agua caliente que circula por el interior de un intercambiador de calor, el cual transfiere el calor al aire interior impulsado por un ventilador.

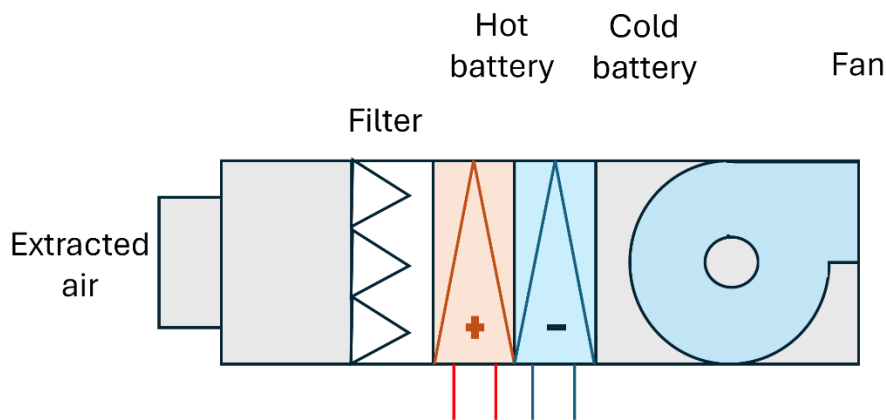


Figura39 Esquema de un fan coil

Una unidad de ventiloconvector está compuesta por un ventilador, uno o dos intercambiadores de calor, una bandeja de recogida de condensados y un filtro (véaseFigura39). Puede proporcionar calefacción o refrigeración a una estancia utilizando el mismo intercambiador de calor o dos intercambiadores independientes. La calefacción de espacios también puede proporcionarse mediante resistencia eléctrica. En comparación con un radiador, el intercambio de calor es mejor. De hecho, los fan coils funcionan por convección forzada, lo que da lugar a un mejor coeficiente de convección térmica. Por lo tanto, el régimen de temperatura es de 50/40 para un aire interior de 20 °C, lo que permite expulsar aire de hasta 35 °C (véaseFigura40).

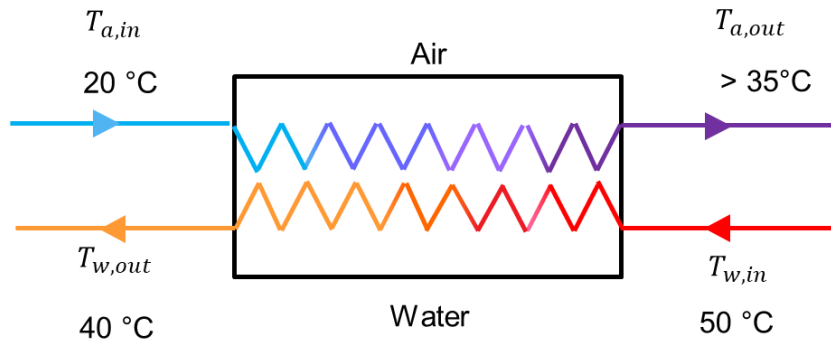


Figura40 Esquema de la batería térmica

Las ecuaciones que rigen la transferencia de potencia son las propias de un intercambiador de calor clásico en contracorriente.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_a C p_a (T_{a,out} - T_{a,in}) \\ \dot{Q} &= \dot{m}_w C p_w (T_{w,in} - T_{w,out}) \\ E &= \frac{\dot{Q}}{\min(\dot{m}_a C p_a; \dot{m}_w C p_w) (T_{w,in} - T_{a,in})}\end{aligned}$$

Si solo se utiliza un intercambiador de calor para proporcionar calefacción y refrigeración, es necesario redefinir las temperaturas de entrada y salida del agua caliente. De hecho, en modo de refrigeración, el régimen de temperaturas es de 7/12 °C, es decir, una diferencia de temperatura de 5 °C, lo que provoca un sobredimensionamiento del intercambiador de calor en modo de calefacción. Por lo tanto, para evitar un rendimiento insuficiente en modo de calefacción, el régimen de temperaturas debe rediseñarse para que coincida con la misma diferencia de temperatura que en modo de refrigeración. Las unidades de ventiloconvector deben funcionar con un régimen de temperatura de 50/40 °C o 35/30 °C en modo calefacción. En cuanto al radiador, la temperatura de entrada y el caudal se controlan para satisfacer las necesidades de potencia y temperatura interior. La temperatura de entrada se controla de la misma manera que en el radiador (véase Figura41)

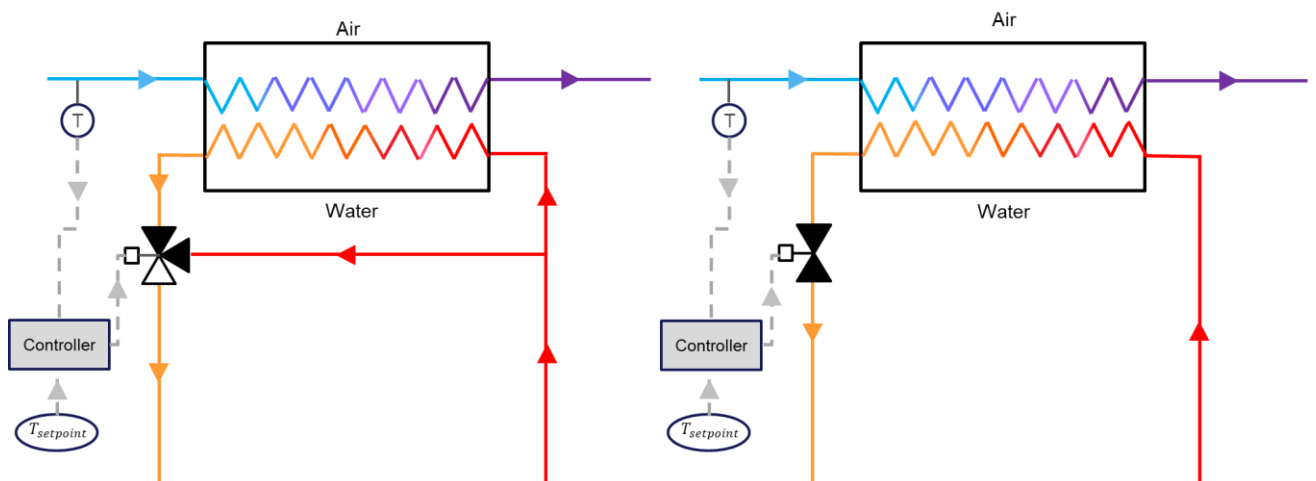


Figura41 Regulación hidráulica de un fan coil (configuración con válvula de tres vías a la izquierda y configuración con válvula de dos vías a la derecha)



b. Emisores de frío

En los edificios conectados a redes de refrigeración urbana, suelen utilizarse tres emisores de frío diferentes: techos refrigerantes, suelos refrigerantes y fan coils. Cada uno de estos dispositivos satisface las necesidades de refrigeración de los espacios enfriando el aire interior gracias al agua fría. Estos tres tipos de unidades terminales difieren en su capacidad para gestionar el condensado y en sus capacidades de transferencia de calor. De hecho, los techos y suelos refrigerantes enfrían una estancia mediante radiación y convección, lo que influye en la temperatura de las paredes y del aire, mientras que el fan coil solo enfría el aire. En consecuencia, el confort térmico se gestiona de forma diferente, ya que el cuerpo intercambia calor tanto por radiación con las paredes como por convección con el aire. Además, los techos y suelos refrigerantes requieren temperaturas del agua más elevadas para evitar la condensación, lo que limita la capacidad de refrigeración disponible, pero da lugar a una refrigeración más homogénea y suave. Dado que los fan coils (FCU) pueden recuperar el condensado, suelen funcionar a regímenes de temperatura de 7/12 °C, lo que les permite transferir una mayor capacidad de refrigeración. Todos estos emisores son reversibles. Por último, los fan coils también son más económicos y fáciles de instalar.

i. Unidades de ventiloconvector

En modo de refrigeración, las unidades fan coil funcionan de la misma manera que en modo de calefacción. De hecho, a través de un intercambiador de calor aire/agua, el aire interior se enfría mediante agua fría con un régimen de temperatura de 7/12 °C.

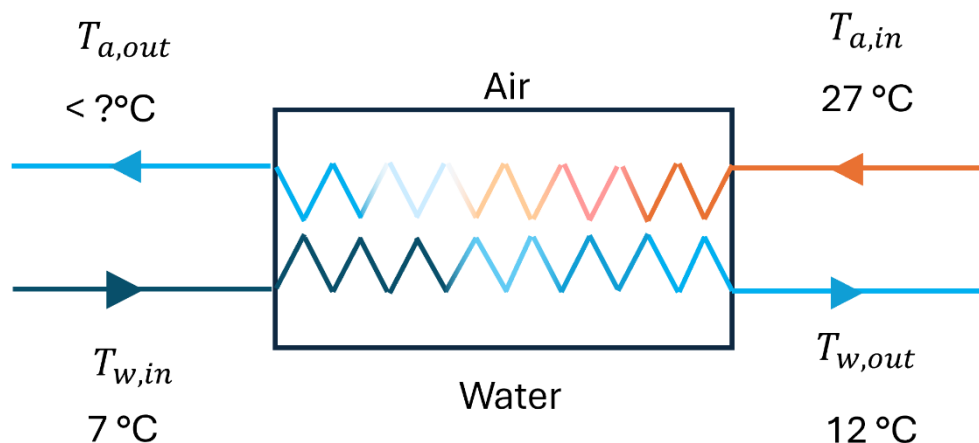


Figura42 : Esquema de la batería de frío

No obstante, en modo refrigeración, dado que el aire interior contiene agua, es posible que se produzca condensación. De hecho, si el aire se enfría por debajo de la temperatura del punto de rocío, el aire se condensa y la energía aportada por el agua fría se utiliza para enfriar el aire (el servicio deseado), mientras que la humedad del aire se condensa parcialmente (un servicio inútil). Se utiliza un diagrama psicrométrico para determinar la temperatura del punto de rocío y el volumen de condensado (véase Figura44)



DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression atmosphérique 97772,6 Pa Altitude 300 m

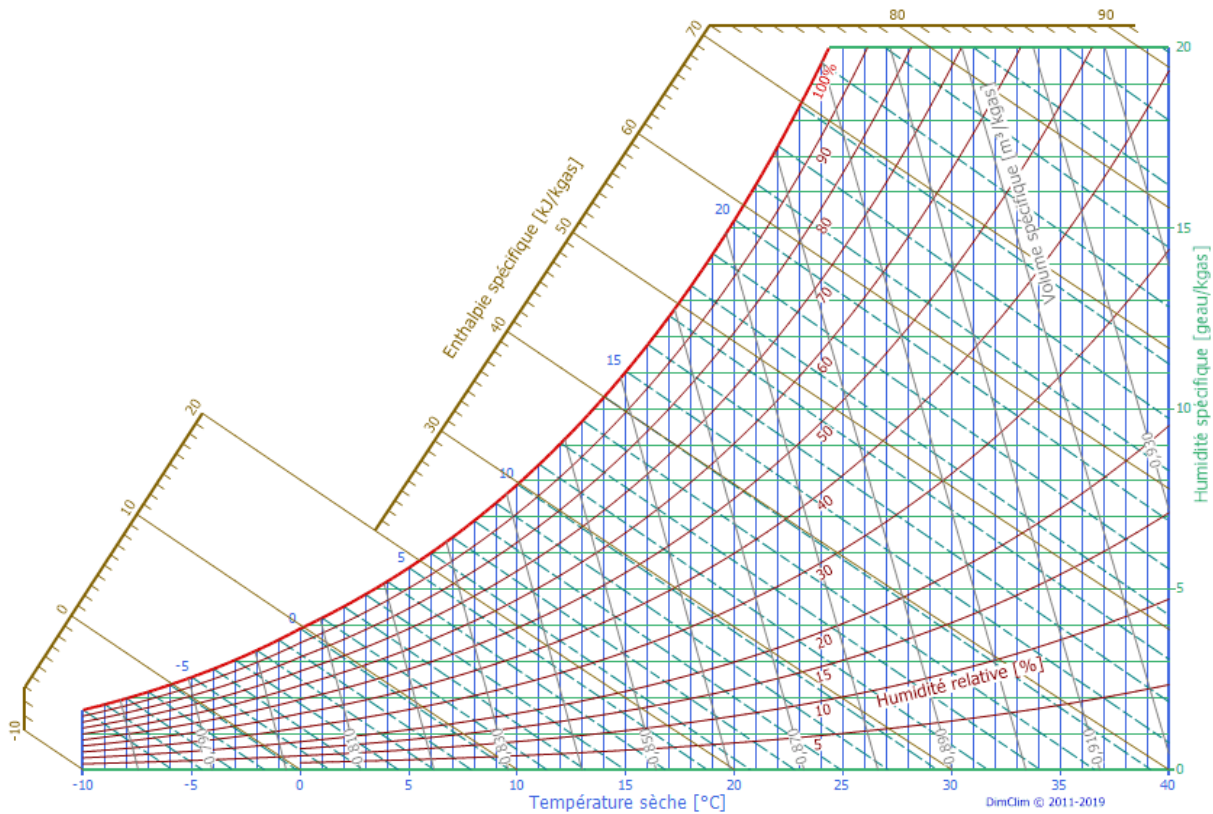


Figura43 Diagrama psicrométrico del aire húmedo

A través de este gráfico se pueden leer numerosos parámetros. El eje x representa la temperatura de bulbo seco θ_s [°C] (es decir, la temperatura medida con un termómetro simple), mientras que el eje y representa la relación de humedad del aire r [kg agua / kg aire seco]:

$$r = \frac{m_{\text{water}}}{m_{\text{dry air}}} = 0.622 \frac{p_v}{p - p_v}$$

La relación de humedad del aire es la relación entre las masas de vapor y de aire seco. Se puede calcular a partir de la presión parcial del vapor p_v [Pa] y la presión total del aire húmedo p [Pa].

44 En la figura REF _Ref196231106 \h, la línea diagonal marrón representa la entalpía específica h [kJ/kg aire seco]:

$$h = h_{\text{dry air}} + r h_{\text{vapor}} = C_{p \text{ dry air}} \theta_s + r (L_v + C_{p \text{ vapor}} \theta_s)$$

donde $h_{\text{dry air}}$ [kJ/kg aire seco] es la entalpía específica del aire seco, h_{vapor} [kJ/kg aire seco] es la entalpía específica del vapor, $C_{p \text{ dry air}}$ y $C_{p \text{ vapor}}$ [kJ/K·kg aire seco] son las capacidades térmicas del aire seco y del vapor, respectivamente, L_v [kJ/kg aire seco] es el calor latente de vaporización.

La línea roja representa la humedad relativa ϕ [%], es decir, la relación entre la presión parcial del vapor en el aire p_v y la presión de vapor de saturación a la misma temperatura $p_{v,s}$:

$$\phi = \frac{p_v}{p_{v,s}}$$

La línea gris diagonal representa el volumen específico v [m³ / kg aire seco].

Las demás variables se determinan mediante construcción gráfica en el diagrama psicrométrico. La temperatura del punto de rocío θ_{dp} [°C] viene determinada por la intersección de la línea horizontal que parte de las condiciones interiores (temperatura y



humedad en seco) y la curva de saturación (véase Figura 44). La temperatura del bulbo húmedo θ_h [°C] es la temperatura medida por un termómetro cuyo bulbo está cubierto con algodón húmedo y situado en una corriente de aire (2 m/s). En el diagrama psicrométrico se puede leer siguiendo las líneas discontinuas cercanas a las líneas isentálpicas hasta la curva de saturación (véase Figura 44).

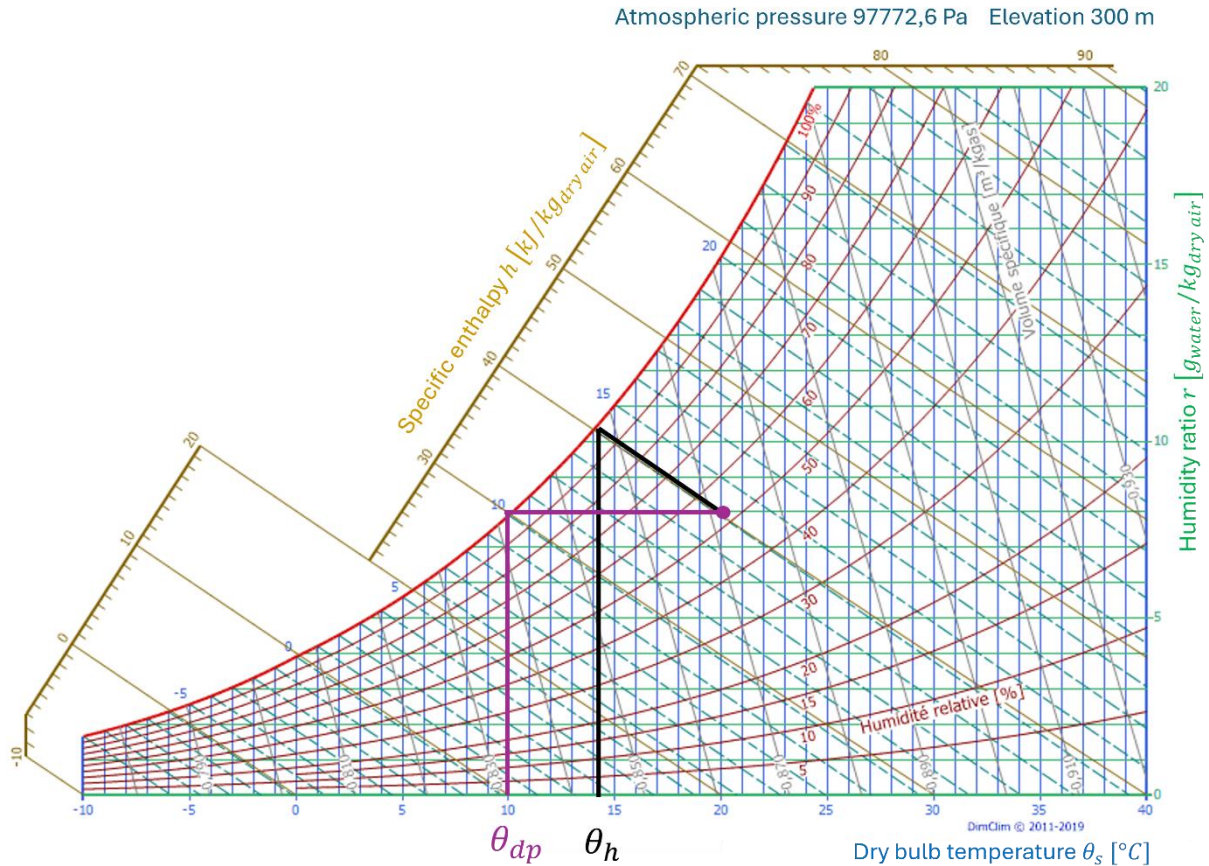


Figura 44 Diagrama psicrométrico del aire húmedo

Las ecuaciones que rigen el intercambiador de calor frío del fan coil son las mismas que para el intercambiador de calor caliente, salvo por la potencia intercambiada en el lado del aire:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{Q}_{\text{sensible}} + \dot{Q}_{\text{cond}} \\ \dot{Q} &= \dot{m}_{\text{air}} C_{p,\text{air}} (T_{a,\text{in}} - T_{a,\text{out}}) + \dot{m}_{\text{cond}} L_v \\ \dot{m}_{\text{cond}} &= \dot{m}_{\text{air}} (r_{a,\text{in}} - r_{a,\text{out}})\end{aligned}$$

Siendo $\dot{Q}_{\text{sensible}}$ y $\dot{Q}_{\text{cond}}$ (W) la potencia sensible y la potencia de condensación, respectivamente; $\dot{m}_{\text{cond}}$ (kg agua/s) el caudal de condensado; y $r_{a,\text{in}}$ y $r_{a,\text{out}}$ [kg agua/kg aire seco] la relación de humedad en la entrada y la salida del intercambiador de calor, respectivamente.

ii. Suelo y techo refrigerantes

El suelo y el techo refrigerantes se construyen de la misma manera que un suelo calefactor (véase Figura 45, y Figura 46). El agua fría que circula por los tubos transferirá su energía a varias capas y la estancia se enfriará mediante radiación y convección natural.

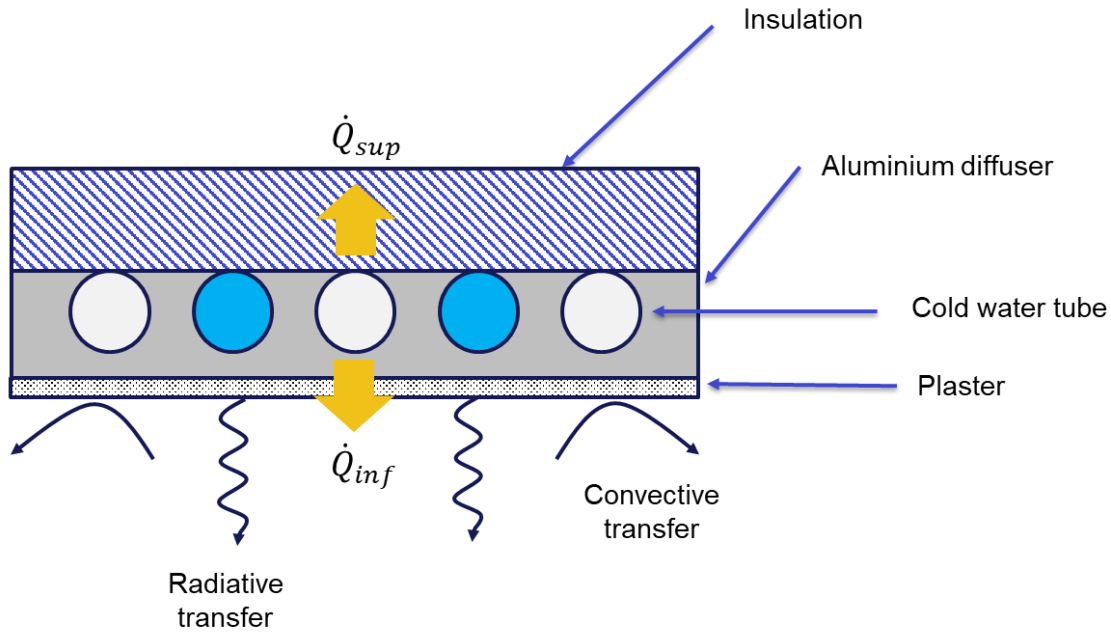


Figura 45 Esquema de un techo refrigerante

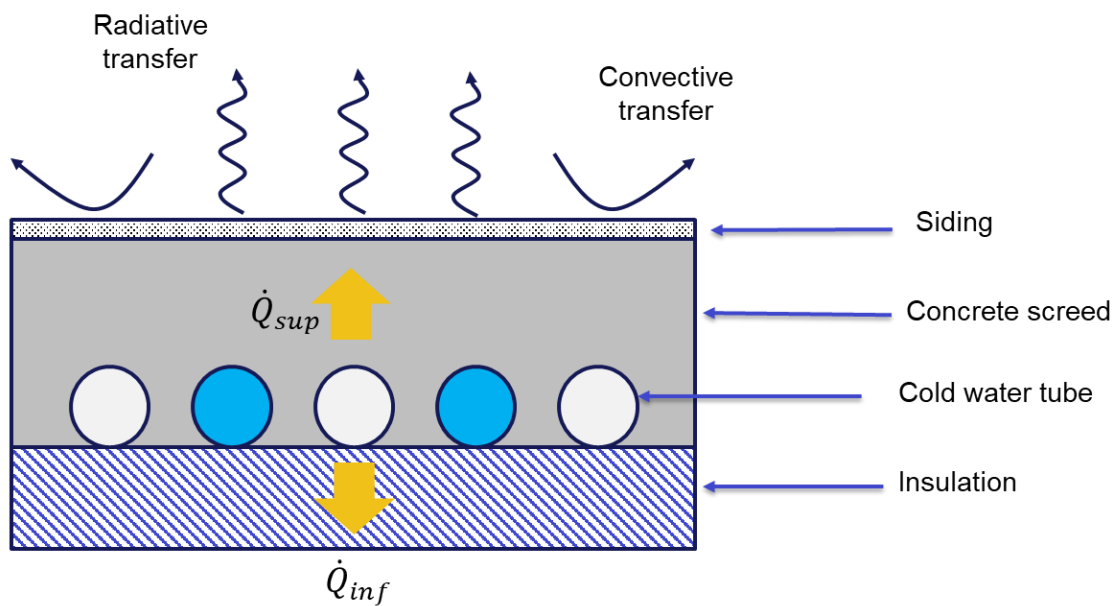


Figura 46 Esquema de un suelo refrigerante

Por lo tanto, las ecuaciones que modelan la transferencia térmica son similares. Solo variará el valor del coeficiente de transferencia; el coeficiente de transferencia de calor por radiación puede variar en función de la emisividad de la superficie y de su temperatura, y el coeficiente de transferencia de calor por convección es diferente entre un techo y un suelo. Al igual que en la unidad de ventiloconvector, el aire interior puede condensarse al entrar en contacto con el suelo o el techo refrigerantes. Sin embargo, es necesario evitar la condensación en estos emisores fríos para que no se acumule agua en el suelo. Por ello, el suelo y el techo refrigerantes se controlan para limitar su temperatura superficial a un máximo de 18 °C en climas templados.



c. Distribución

Esta sección trata sobre la distribución hidráulica en el lado secundario de las redes de calefacción y refrigeración urbanas. Por lo general, esta parte de la red no suele abordarse porque el operador de la red de calefacción y refrigeración urbanas no suele tener control sobre ella. No obstante, los sistemas de distribución secundarios siguen teniendo un gran impacto en el funcionamiento general de la red de calefacción y refrigeración urbanas. El objetivo de esta sección es comprender cómo funciona la distribución hidráulica del lado secundario. Estos sistemas hidráulicos se componen de tres elementos clave: tuberías, válvulas y bombas.

i. Tuberías

Una tubería en los sistemas hidráulicos de los edificios tiene como objetivo distribuir el agua caliente o fría desde la subestación hasta los emisores. Está compuesta por un tubo de acero o PVC y aislamiento térmico (véase Figura 47 y Figura 48)



Figura 47 Ejemplo de una tubería de agua caliente en el sistema hidráulico de un edificio

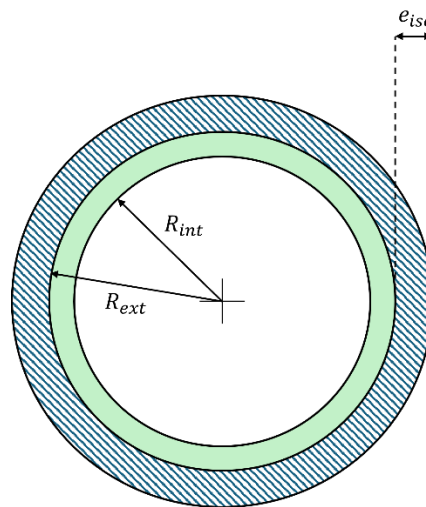


Figura 48 Esquema de una tubería

Una tubería debe cumplir varias restricciones:

- Tener el menor diámetro posible para reducir costes
- Minimizar las pérdidas de calor mediante un espesor de aislamiento suficiente
- Minimizar las pérdidas de presión para reducir el consumo de la bomba

Todas estas restricciones se tienen en cuenta a la hora de diseñar una tubería. El primer paso consiste en calcular el diámetro adecuado, conociendo el caudal másico máximo necesario en la tubería. De hecho, este parámetro influirá en el coste, las pérdidas de calor y las pérdidas de presión. En la norma europea se describen dos métodos equivalentes[11]. El primero consiste en limitar la velocidad del agua en el interior del tubo a 1 m/s. Este límite permite reducir el ruido de la circulación del agua en la tubería para mantener un buen confort acústico en los edificios y evitar posibles vibraciones de la tubería. Por lo tanto, se utiliza la siguiente ecuación para calcular el diámetro interior de la tubería:

$$\dot{m}_w = \rho v S = \rho v \frac{\pi D_{int}^2}{4}$$



$$D_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 \dot{m}_w}{\pi \rho v}}$$

Donde $\dot{m}_w$ es el caudal másico (kg/s), ρ es la densidad ((kg/m³), v es la velocidad ((m/s), S es la sección transversal de la tubería (m²) y D_{int} es el diámetro interior de la tubería (m). Limitar la velocidad del agua permite también reducir las pérdidas de carga según la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta p = \Lambda \frac{L}{D_{\text{int}}} \frac{\rho v^2}{2}$$

Donde Δp son las pérdidas de presión (Pa), Λ es el coeficiente de fricción y L es la longitud de la tubería (m).

Por lo tanto, el segundo método para diseñar el diámetro de la tubería consiste en limitar directamente las pérdidas de presión en lugar de la velocidad. Por lo general, las pérdidas de presión lineales deben ser inferiores a 100 pa/m. Por lo tanto, el diámetro se calcula mediante la siguiente ecuación (Darcy-Weisbach):

$$\frac{\Delta p}{L} = \Lambda \frac{8}{\rho \pi^2} \frac{\dot{m}_w^2}{D^4} \Leftrightarrow D = \left(\frac{\Lambda L}{\Delta p} \frac{8}{\rho \pi^2} \dot{m}_w^2 \right)^{1/4}$$

Donde

$$\begin{cases} \Lambda = \frac{64}{\text{Re}} & \text{if } \text{Re} < 2000 \\ \Lambda = 0.3164 \text{Re}^{-0.25} & \text{if } \text{Re} > 4000 \end{cases}$$

Donde Re es el número de Reynolds

En la práctica, el diámetro interior de las tuberías se normaliza. La tubería real se elige seleccionando la tubería normalizada cuyo diámetro interior sea ligeramente superior al calculado, de modo que este último sea siempre inferior a la restricción de diseño. Tabla 6 presenta las dimensiones normalizadas de las tuberías.

Diámetro normalizado	Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)
DN 6	5	10
DN 8	8	13
DN 10	12	17
DN 15	15	21
DN 20	20	27
DN 25	26	34
DN 32	33	42
DN 40	40	49
DN 50	50	60
DN 60	60	70
DN 65	66	76
DN 80	80	90
DN 90	90	102
DN 100	102	114
DN 125	125	139
DN 150	150	168

Tabla 6 : Relación entre el diámetro nominal DN de una tubería y los diámetros interior y exterior

A continuación, en función del diámetro exterior de la tubería, se puede determinar el espesor del aislamiento térmico según la norma europea EN 15316-3. Según la clase de aislamiento



deseada, la norma propone la conductancia térmica lineal que se debe alcanzar (véase la figura 50).

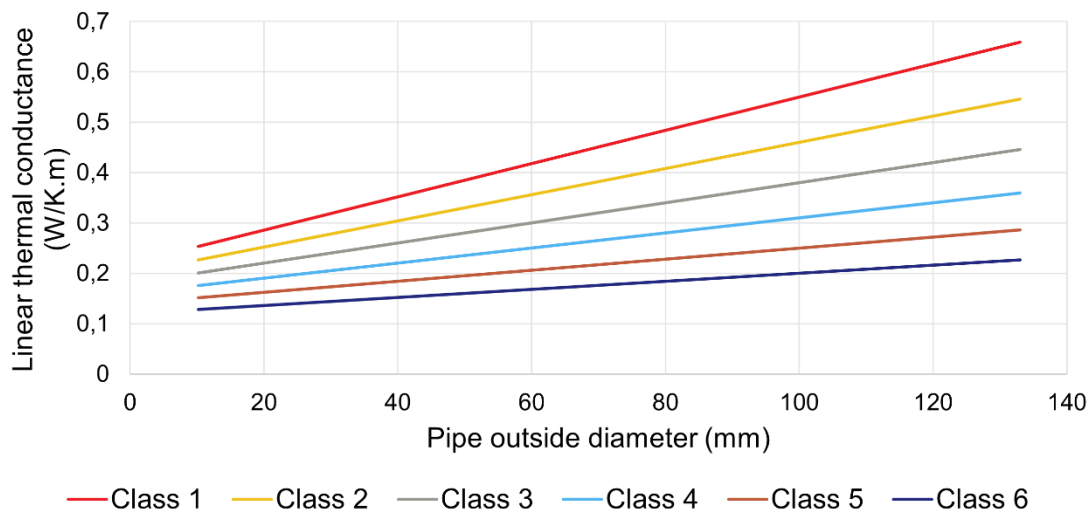


Figura 49 Evolución de la conductancia térmica lineal de la tubería en función del diámetro exterior de la misma y de la clase de aislamiento

La clase de aislamiento corresponde a un nivel de pérdida de calor; cuanto mayor sea la clase, menores serán las pérdidas de calor (véase Figura 50).

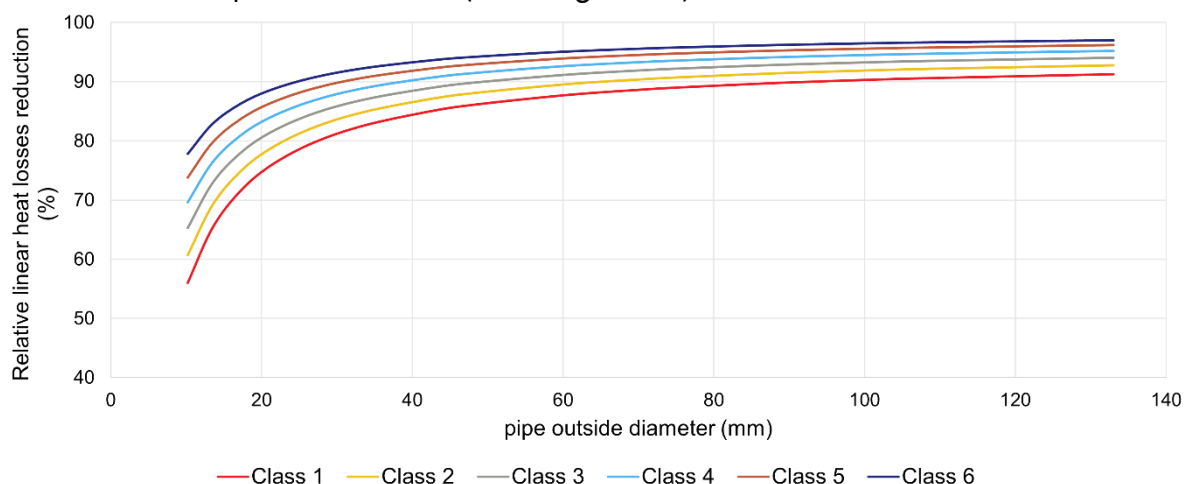


Figura 50 Evolución de la relativa

Conociendo el diámetro exterior de la tubería y la conductancia térmica lineal, se puede calcular el espesor de aislamiento térmico necesario mediante la siguiente ecuación, despreciando la transferencia de calor por convección en el interior de la tubería, ya que el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua en convección forzada es mucho mayor que el del aire en convección natural:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{\ln\left(\frac{e_{iso} + R_{ext}}{R_{ext}}\right)}{2\pi\lambda_{iso}} + \frac{1}{h 2\pi (e_{iso} + R_{ext})}$$

Donde U_1 es la conductancia térmica lineal (W/K.m), e_{iso} es el espesor del aislamiento térmico (m), R_{ext} es el radio exterior de la tubería (m), λ_{iso} es la conductividad térmica del aislamiento (W/K.m) y h es el coeficiente de convección térmica exterior a la tubería (W/K.m²).



Una vez determinadas todas las dimensiones geométricas de las tuberías de la red hidráulica del edificio, deben calcularse las pérdidas de presión reales en el punto de diseño. De hecho, es importante comprobar si se alcanza el caudal másico requerido en todos los emisores para evitar el malestar térmico. Así, el emisor más desfavorecido (es decir, el que presenta las mayores pérdidas de presión acumuladas) corre el riesgo de funcionar con un caudal inferior al requerido en el punto de diseño. A esto se le denomina desequilibrio hidráulico (véase la figura 52)

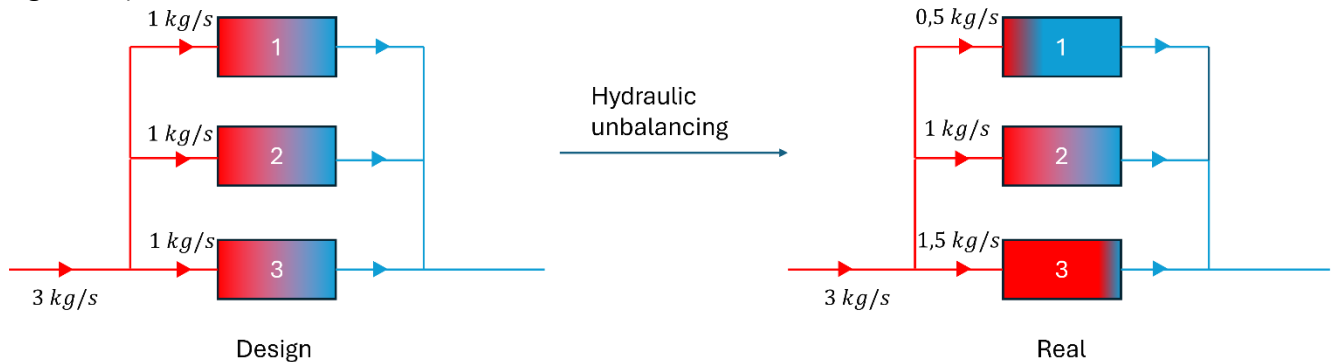


Figura 51 : Diferencia entre una red hidráulica equilibrada y una desequilibrada

Las pérdidas de carga de todos los distintos recorridos pueden calcularse mediante la equivalencia hidráulico-eléctrica:

$$\Delta p = \Lambda \rho \frac{v^2}{2} = \frac{8 \Lambda}{\rho \pi^2} \frac{\dot{m}_w^2}{D^4} = Z \dot{m}_w^2$$

Donde Z la resistencia hidráulica ($\text{pa} \cdot \text{s}^2/\text{kg}^2$).

Para lograr el equilibrio hidráulico, es necesario añadir algunas válvulas con el fin de obtener el caudal de diseño.

ii. Válvulas

Las válvulas son dispositivos que permiten modificar el caudal de un fluido añadiendo o eliminando pérdidas de carga. Para garantizar el equilibrio hidráulico, se añaden válvulas estáticas en el circuito de distribución con el fin de aumentar las pérdidas de carga en partes específicas de la red. Este tipo de válvulas no están pensadas para ser controladas. Solo garantizan el equilibrio hidráulico en el punto de diseño. Por ejemplo, en una red en la que todos los emisores deben recibir el mismo caudal, las válvulas estáticas deben colocarse de manera que igualen las pérdidas de carga en todas las ramificaciones (trayecto de ida y vuelta desde la bomba hasta los emisores).

Una vez logrado el equilibrado hidráulico, deben instalarse otros tipos de válvulas para controlar el caudal que pasa por los emisores en condiciones distintas a las de diseño. Estas válvulas se denominan válvulas de control. Son controladas por un actuador que modifica el tamaño del orificio por el que pasa el fluido (grado de apertura). De este modo, se modula la caída de presión a través de la válvula, con lo que se controla el caudal que pasa por ella (véase Figura 52).

Una válvula de control puede modelarse mediante:

$$\dot{m} = K_{v_s} \sqrt{\Delta p} * \text{opening}$$

Con K_{v_s} , el coeficiente que representa el caudal másico que atraviesa la válvula cuando esta está completamente abierta ($\text{opening} = 1$), y cuando está $\Delta p = 1 \text{ bar}$. Los coeficientes K_{v_0} y K_v representan el mismo parámetro, pero respectivamente para una válvula



completamente cerrada y para un grado de apertura comprendido entre 0 y 1, ambos excluidos.

$$\frac{\dot{m}}{\sqrt{\Delta p}} = \begin{cases} K_{Vs} & \text{if opening} = 1 \\ K_v & \text{if opening} \neq 1 \\ K_{V0} & \text{if opening} = 0 \end{cases} \text{ for } \Delta p = 1 \text{ bar}$$

La válvula de control puede tener diferentes curvas características, es decir, diferentes relaciones entre el coeficiente de la válvula K_v y el porcentaje de apertura. Una válvula lineal se caracteriza por una relación lineal como la siguiente:

$$\frac{K_v}{K_{Vs}} = \text{opening}$$

La segunda posibilidad es la característica de porcentaje igual. En este caso, la variación de la apertura se corresponde con una variación de porcentaje igual de K_v en función del valor de K_v anterior a la variación:

$$\frac{(K_v - K_{V0}) / (K_v + K_{V0})}{(K_{Vs} - K_{V0}) / (K_{Vs} + K_{V0})} = \text{opening}$$

En la práctica, la relación entre el coeficiente de la válvula K_v y el grado de apertura es cuadrática.

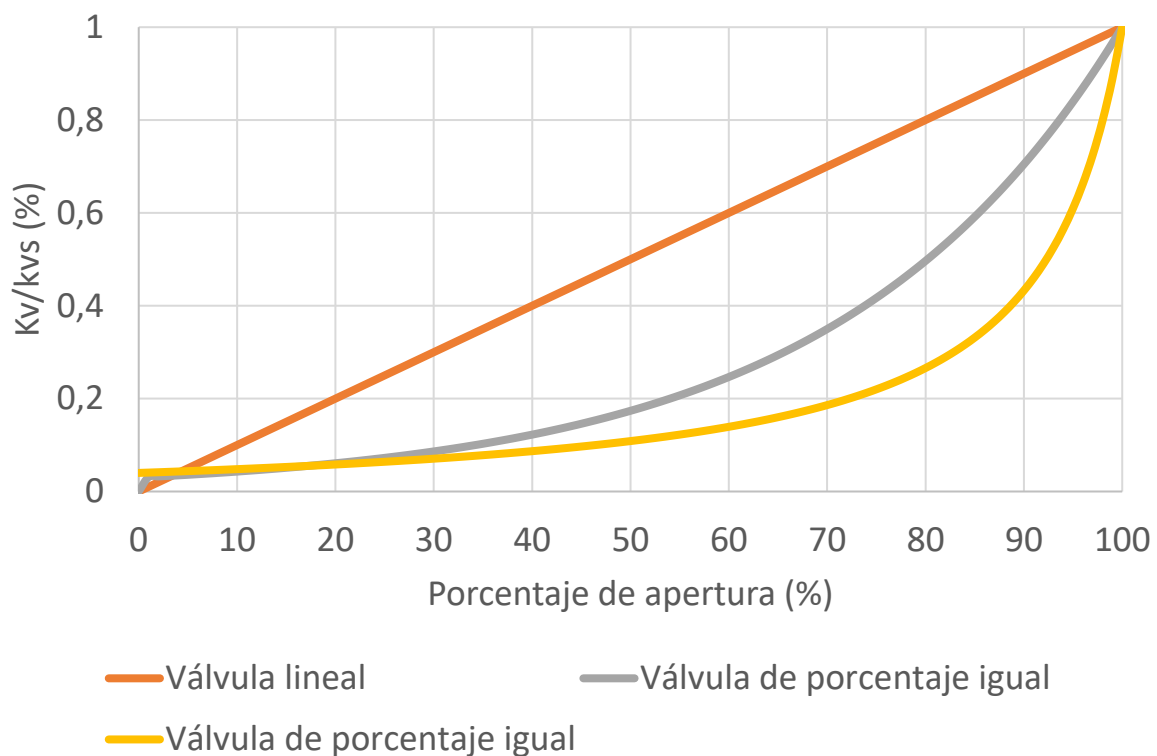


Figura52 Características de la válvula

Para que una válvula sea eficaz, debe aportar una pérdida de presión significativa en comparación con las pérdidas de presión totales de las redes reguladas por la válvula. A esta eficacia se le denomina autoridad de la válvula:

$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_v + \Delta p_c}$$

Donde a es la autoridad, Δp_v las pérdidas de presión debidas a la válvula totalmente abierta (P_a) y Δp_c las pérdidas de presión de la red a regular (P_r). Cuanto mayor sea la autoridad,



más funcionará la válvula de acuerdo con sus especificaciones. Cuando la autoridad es cercana a 0, la válvula funcionará como una válvula de todo o nada (véaseFigura53)

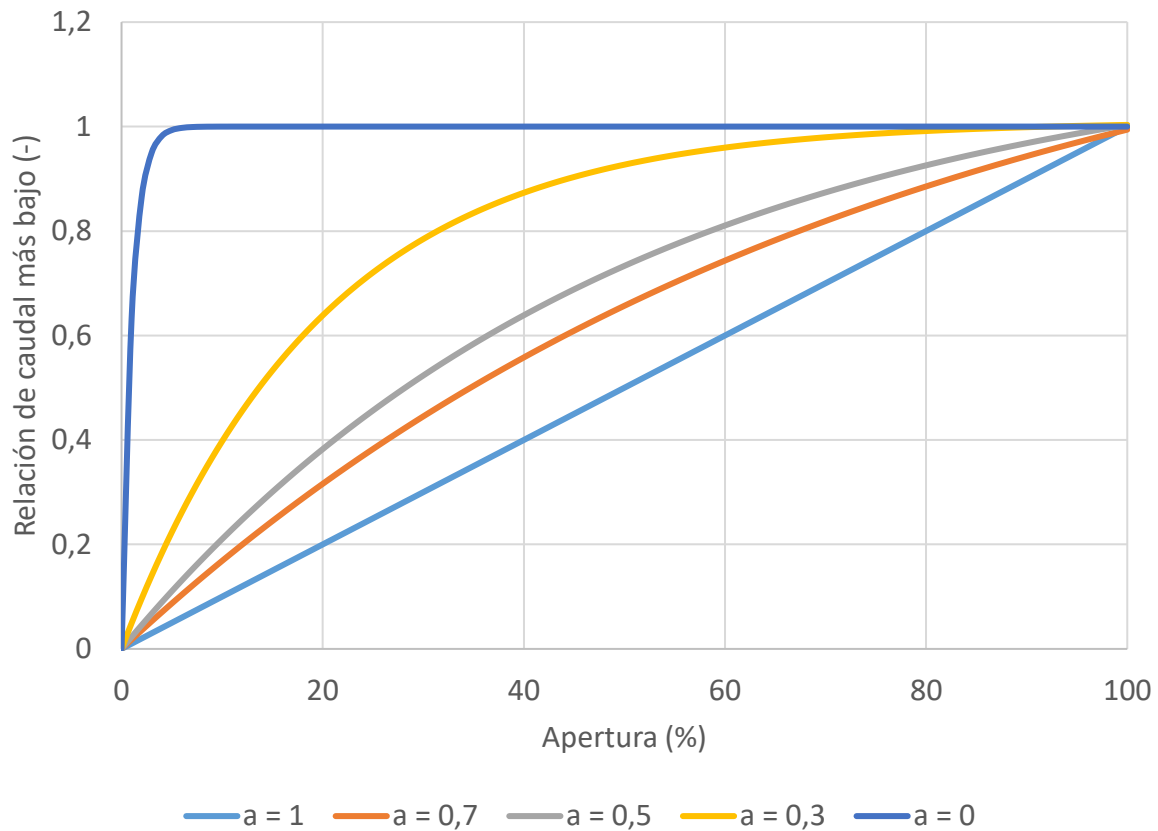


Figura53 Efecto de la autoridad de la válvula sobre sus características

En un intercambiador de calor o en un radiador, la potencia intercambiada no es proporcional al caudal. Por lo tanto, para lograr un control más preciso y estable, es necesario introducir una no linealidad en el sistema de control (válvula o regulador). Dado que los reguladores utilizados para los emisores suelen ser proporcionales (es decir, lineales), las características de la válvula deben ser no lineales. Hay dos opciones posibles: una válvula lineal con baja autoridad o una válvula de porcentaje igual con alta autoridad. En la práctica, se prefiere una válvula de porcentaje igual con una autoridad comprendida entre 0,3 y 0,7.

iii. Bomba

Una bomba es un dispositivo hidráulico que permite la circulación de fluidos. En la red hidrónica del edificio se utilizan exclusivamente bombas centrífugas. Una bomba centrífuga acelera el fluido imprimiéndole un movimiento rotatorio y, por lo tanto, una cierta cantidad de potencia hidráulica. La bomba debe dimensionarse para suministrar el caudal máximo requerido y, al mismo tiempo, superar las pérdidas de presión totales de la red. La potencia eléctrica consumida por la bomba se expresa como:

$$P_{\text{pump}} = \frac{\dot{V} \Delta p_c}{\eta}$$

Donde P_{pump} es la potencia eléctrica consumida por la bomba (W), $\dot{V}$ es el caudal volumétrico (m^3/s), Δp_c son las pérdidas de presión totales (Pa) y η es el rendimiento de la bomba.

En la red del edificio se utilizan tres tipos de bombas (véaseFigura54):

- Bomba de caudal constante



- Bomba con caudal variable y velocidad de rotación constante
- Bomba con velocidad de rotación variable

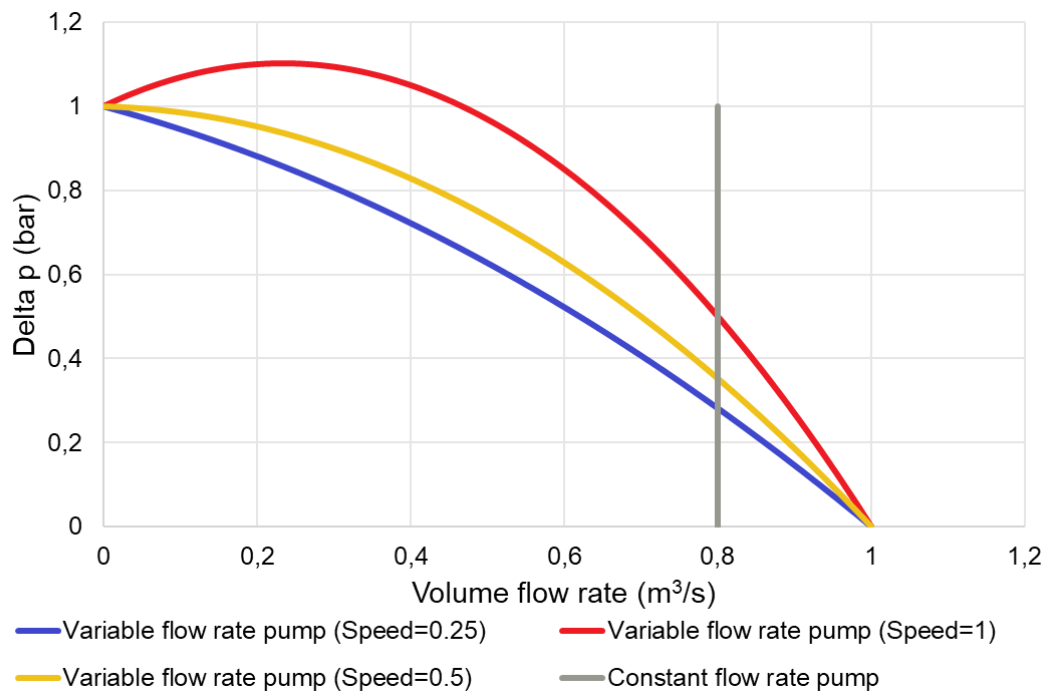


Figura54 Ejemplo de características de una bomba

Una bomba de caudal constante suministra el mismo caudal a la red independientemente de las pérdidas de presión que haya que superar. La velocidad de rotación de la bomba se adapta para suministrar el mismo caudal en todo momento. Este sistema sigue utilizándose en la red de distribución del edificio, junto con válvulas de tres vías. De hecho, esta combinación es fácil de instalar y equilibrar, pero da lugar a un rendimiento hidráulico deficiente de la bomba.

Una bomba de caudal variable a velocidad constante funciona según una curva característica única en la que las pérdidas de presión Δp_c dependen del caudal mediante una ecuación polinómica como la siguiente:

$$\Delta p_c = A \dot{m}^2 + B \dot{m} + C$$

Donde A , B y C son parámetros facilitados por el fabricante de la bomba. Toda la red funcionará en la intersección de la curva de la bomba y la curva de la red (la evolución de todas las pérdidas de presión, lineales y singulares en función del caudal) (véase Figura55).

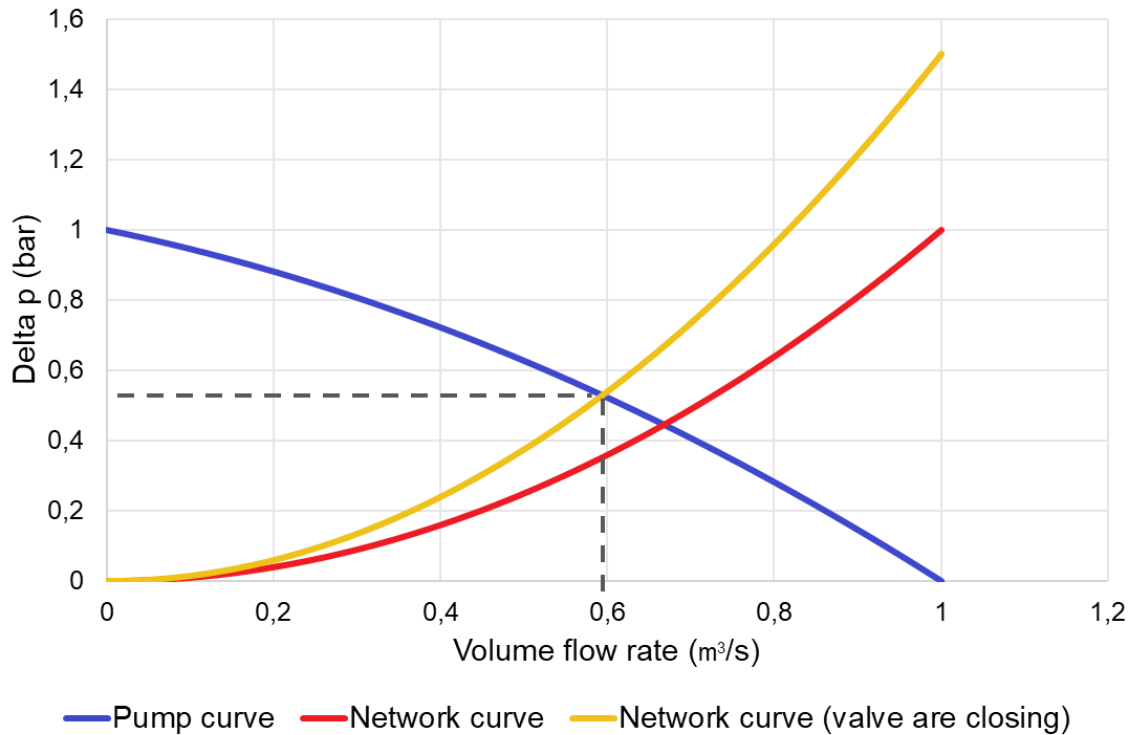


Figura55 : Ejemplo de características de una bomba y una red

Para mejorar la eficiencia del sistema, se puede instalar una bomba de velocidad variable. En una primera aproximación, en cualquier bomba, el caudal es proporcional a la velocidad de rotación, las pérdidas de presión son proporcionales al cuadrado de la velocidad de rotación, por lo que la potencia eléctrica es proporcional al cubo de la velocidad de rotación. Además, el rendimiento de la bomba depende de la velocidad de rotación. Por lo tanto, modificar la velocidad de rotación de una bomba puede suponer una mejora de su eficiencia para un mismo rendimiento hidráulico (véaseFigura56). De hecho, la bomba puede funcionar siguiendo diferentes curvas polinómicas, tal y como se ha definido anteriormente (véaseFigura56).

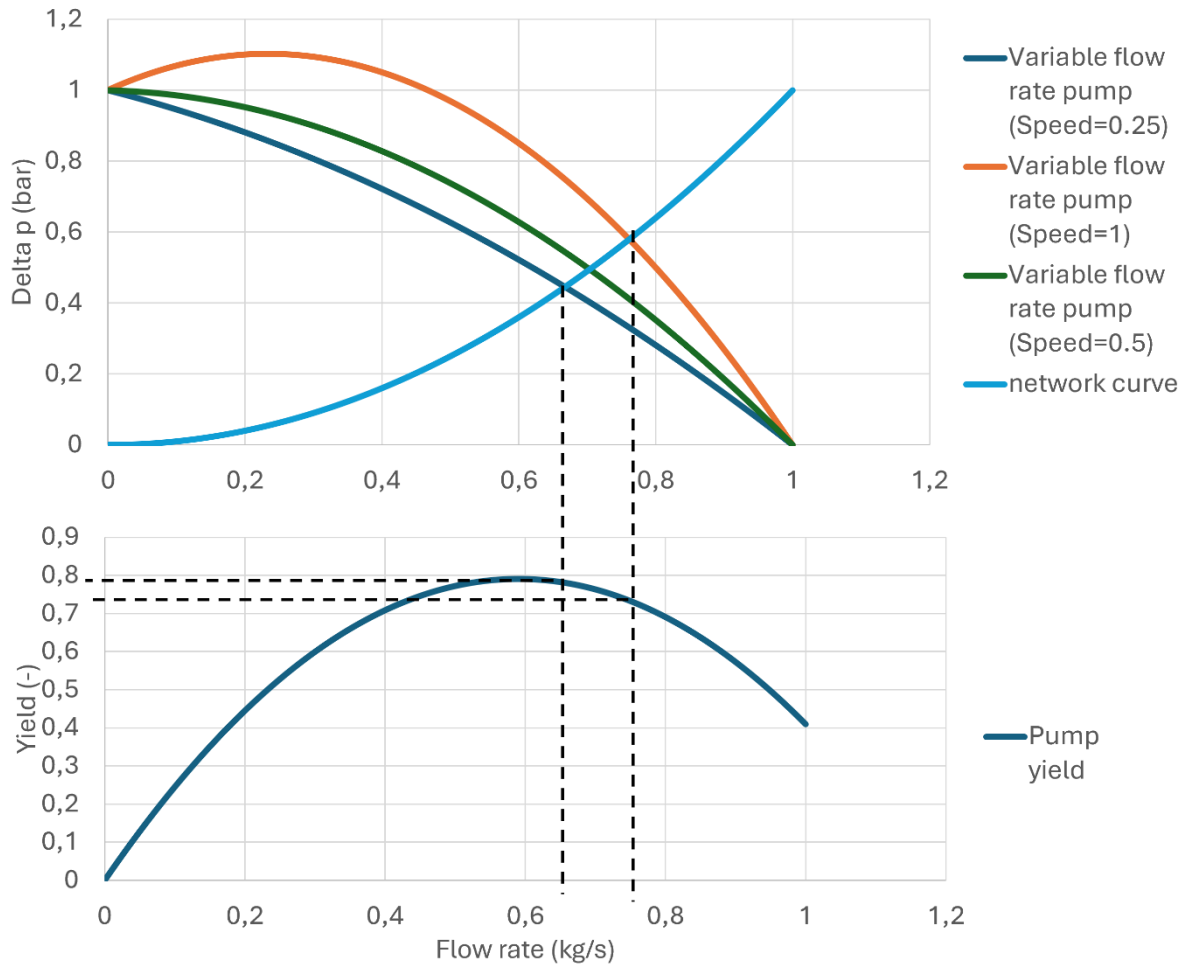


Figura56 Ejemplo del efecto de la velocidad de la bomba en el rendimiento

5. Subestación y control

Esta parte trata sobre la subestación y su control. Se describen la composición y el funcionamiento de la subestación, así como la arquitectura más habitual de las subestaciones.

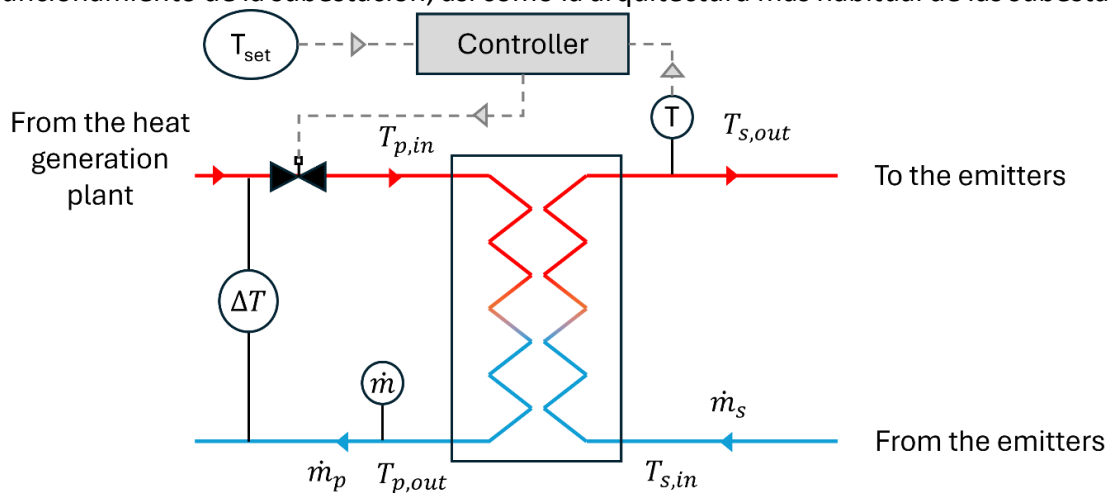


Figura57 Esquema descriptivo de una subestación



La subestación es el elemento que actúa como interfaz entre la red primaria y la secundaria. Permite que ambas redes estén separadas hidráulicamente. De este modo, las redes primaria y secundaria pueden funcionar a diferentes temperaturas y niveles de presión. La subestación está equipada para controlar la potencia y la temperatura suministradas a la red secundaria, así como para evaluar el consumo térmico. Una subestación se compone de cuatro elementos clave (véase Figura 57):

- Uno o dos intercambiadores de calor...
- Una válvula de control en el lado primario para supervisar el caudal
- Un sensor de temperatura secundario y un regulador para controlar la válvula
- Un contador de calor para medir el consumo térmico

a. Intercambiador de calor

En una subestación, los intercambiadores de calor son los elementos clave. De hecho, permiten separar hidráulicamente las redes primaria y secundaria e intercambiar la potencia necesaria. Se pueden utilizar uno o varios intercambiadores de calor en una misma subestación para suministrar calefacción, agua caliente sanitaria o para mejorar el rendimiento de todos los sistemas. De hecho, la eficiencia de los intercambiadores de calor es el parámetro principal a tener en cuenta para reducir la temperatura de retorno de la red primaria y, de este modo, mejorar el rendimiento de la red de calefacción urbana. Por lo general, los intercambiadores de calor de placas (véase Figura 58) se utilizan en configuración de contracorriente, ya que son más compactos y eficientes que otros tipos de intercambiadores de calor.



Figura 58 Ejemplo de un intercambiador de calor de placas utilizado en subestaciones

Se supone que un intercambiador de calor tiene un rendimiento perfecto, es decir, que toda la potencia cedida por un fluido es recuperada por el otro. Por lo tanto, la potencia intercambiada por un intercambiador de calor se expresa como:

$$\dot{Q} = \dot{m}_p C_p (T_{p,in} - T_{p,out}) = \dot{m}_s C_p (T_{s,out} - T_{s,in})$$

Un intercambiador de calor se dimensiona para que sea lo más eficiente posible, es decir, para que tenga una eficiencia cercana a 1. La eficiencia E se define como:

$$E = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{Q}}{\min(\dot{m}_p C_p ; \dot{m}_s C_p) \Delta T_{\max}}$$

Donde $\dot{Q}_{\max}$ (W) es la potencia máxima que el intercambiador de calor puede intercambiar si la superficie de intercambio fuera infinita y $\Delta T_{\max}$ (°C) la mayor diferencia de temperatura entre los dos fluidos. Por consiguiente, el rendimiento puede expresarse como:



$$E = \frac{\dot{Q}}{\min(\dot{m}_p C_p; \dot{m}_s C_p) (T_{p,in} - T_{s,in})}$$

En condiciones de diseño, el objetivo es alcanzar la mayor eficiencia posible, normalmente en torno a 0,95-0,9. De hecho, cuanto más se aproxima la eficiencia a la unidad, menor es el «pinch». El «pinch» representa la menor diferencia de temperatura entre los dos fluidos. Por lo general, en los intercambiadores de calor de contracorriente utilizados en las redes de calefacción urbana, el «pinch» es la diferencia entre la temperatura a la salida del lado primario y la temperatura de entrada en el lado secundario.

$$\text{Pinch} = T_{p,out} - T_{s,in}$$

Por lo general, los operadores de las redes de calefacción urbana diseñan el intercambiador de calor para que el «pinch» sea igual a 1 (es decir, para que la temperatura de retorno del lado primario sea lo más baja posible). Dado que las temperaturas del lado secundario vienen determinadas por los emisores y, por tanto, se conocen con exactitud, suponiendo un «pinch» igual a 1, una temperatura de alimentación del lado primario fijada por el operador y la potencia máxima necesaria, el coeficiente de transferencia de calor UA puede calcularse mediante:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= UA \Delta TLM \\ \Delta TLM &= \frac{T_a - T_b}{\ln(T_a/T_b)} \\ T_a &= \max(T_{p,in} - T_{s,out}; T_{p,out} - T_{s,in}) \\ T_b &= \min(T_{p,in} - T_{s,out}; T_{p,out} - T_{s,in})\end{aligned}$$

El coeficiente de transferencia de calor superficial U puede determinarse gracias a la correlación de Dittus-Boettler:

$$\begin{aligned}U &= \left(\frac{1}{h_p} + \frac{e}{\lambda_a} + \frac{1}{h_s} \right)^{-1} \\ Nu &= 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = \frac{h d_h}{\lambda_w} \\ Re &= \frac{\rho v d_h}{\mu} \quad Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda_w}\end{aligned}$$

Donde h_p y h_s representan, respectivamente, el coeficiente de transferencia de calor por convección de los lados primario y secundario ($W/K/m^2$), e el espesor de la placa (m), λ_a y λ_w la conductividad térmica de la placa y del agua, respectivamente ($W/K/m$), Nu el número de Nusselt, Re el número de Reynolds, Pr el número de Prandtl, d_h el diámetro hidráulico (m) (en este caso, el espacio entre dos placas), ρ la densidad (kg/m^3), v la velocidad (m/s) y μ la viscosidad dinámica (Pa·s)

b. Sistema de control

Durante el funcionamiento, la potencia y la temperatura de suministro secundaria requeridas no son constantes. De hecho, suelen variar en función de la temperatura exterior. Por lo tanto, un caudal másico constante en el lado primario implicará un aumento de la temperatura de suministro primaria a medida que la potencia requerida disminuya (para una misma temperatura de suministro primaria). Este efecto debe evitarse para no degradar el rendimiento global de la red de calefacción de distrito. Por consiguiente, el caudal másico primario debe supervisarse en función de las necesidades del lado secundario. Esto es posible accionando una válvula de control situada en el lado primario del intercambiador de calor



mediante un controlador, una curva de consigna de temperatura de suministro y un sensor que mide la temperatura de suministro secundario (véaseFigura59 yFigura60).



Figura59 Válvula de regulación [12]



Figura60 Sensor de temperatura [13]

En función de la diferencia entre la temperatura de suministro secundario medida y la temperatura de consigna, el regulador ordena el cierre o la apertura de la válvula de control.

c. Contador de energía

Un contador de energía es un componente que se utiliza para medir el consumo de calor de una subestación (véaseFigura61).



Figura61 Contador de energía [14]

El contador de energía está compuesto por dos sensores de temperatura situados, respectivamente, en la entrada y la salida del lado primario, un caudalímetro y un calculador.

$$\dot{Q} = \int_0^t \rho C_p \Delta T dV$$

Este dispositivo se utiliza para facturar el calor a los clientes. Por lo tanto, es necesario controlar la precisión de los sensores. Según la norma europea EN 1434-1[15] , las incertidumbres máximas de medición asociadas a los sensores son, para los contadores de energía de clase 2 (para uso doméstico e instalación en exteriores):

$$E_f = \pm \left(2 + 0,02 \frac{q_{\max}}{q} \right) \text{ in \% for the flow meter of class 2}$$

$$E_t = \pm \left(0,5 + 3 \frac{\Delta T_{\min}}{\Delta T} \right) \text{ in \% for the temperature sensors}$$



d. Arquitectura de la subestación

Una vez diseñados todos los componentes, debe definirse la arquitectura global de la subestación. Dado que una subestación suele suministrar calefacción y agua caliente sanitaria, se utilizan al menos dos intercambiadores de calor en una misma subestación. Por ello, se utilizan ampliamente diferentes arquitecturas hidráulicas de subestación.

i. La configuración con un solo intercambiador de calor

La configuración de un solo intercambiador de calor utiliza dos intercambiadores de calor, pero solo uno en la interfaz entre el lado primario y el lado secundario. En la Figura 62.

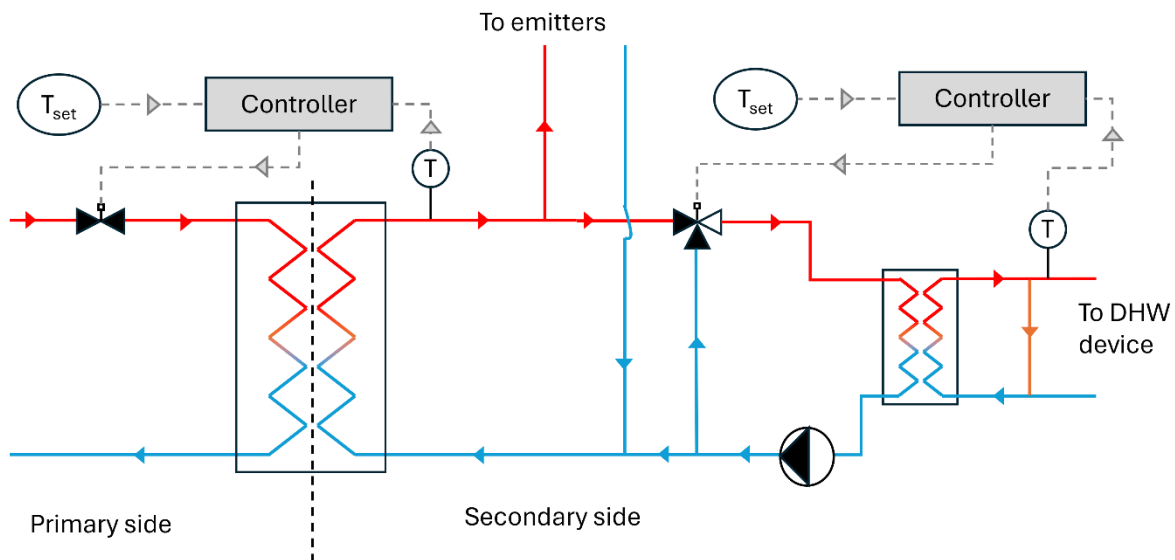


Figura 62 Esquema de una subestación con configuración de un solo intercambiador de calor

Esta configuración no se utiliza de forma generalizada y es menos eficiente que las demás configuraciones que se presentan a continuación. De hecho, a pesar de su simplicidad, esta configuración se alimenta con una temperatura siempre igual o superior a 60 °C para suministrar agua caliente sanitaria. Esto da lugar a temperaturas de retorno primario más elevadas (véase Figura 63).

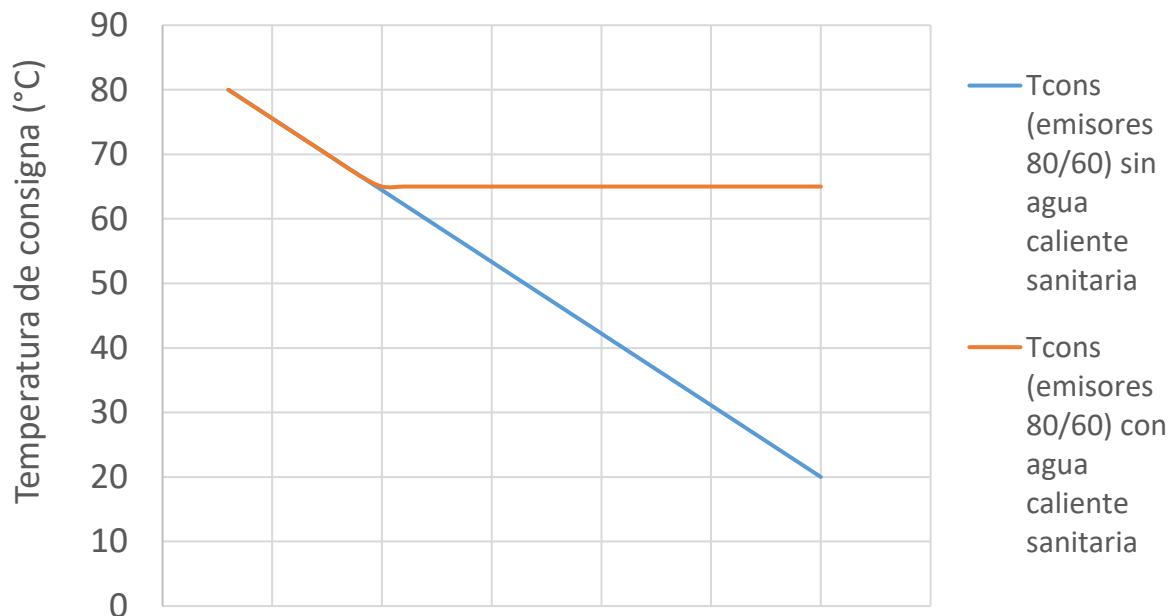


Figura 63 Punto de consigna de la temperatura de salida secundaria en función de la temperatura exterior para la subestación con un intercambiador de calor



ii. La configuración en paralelo

Una subestación en configuración en paralelo es la arquitectura más utilizada. Dos intercambiadores de calor funcionan respectivamente para la calefacción de espacios y el agua caliente sanitaria (ACS), y comparten la misma línea de suministro a la misma temperatura (véaseFigura64).

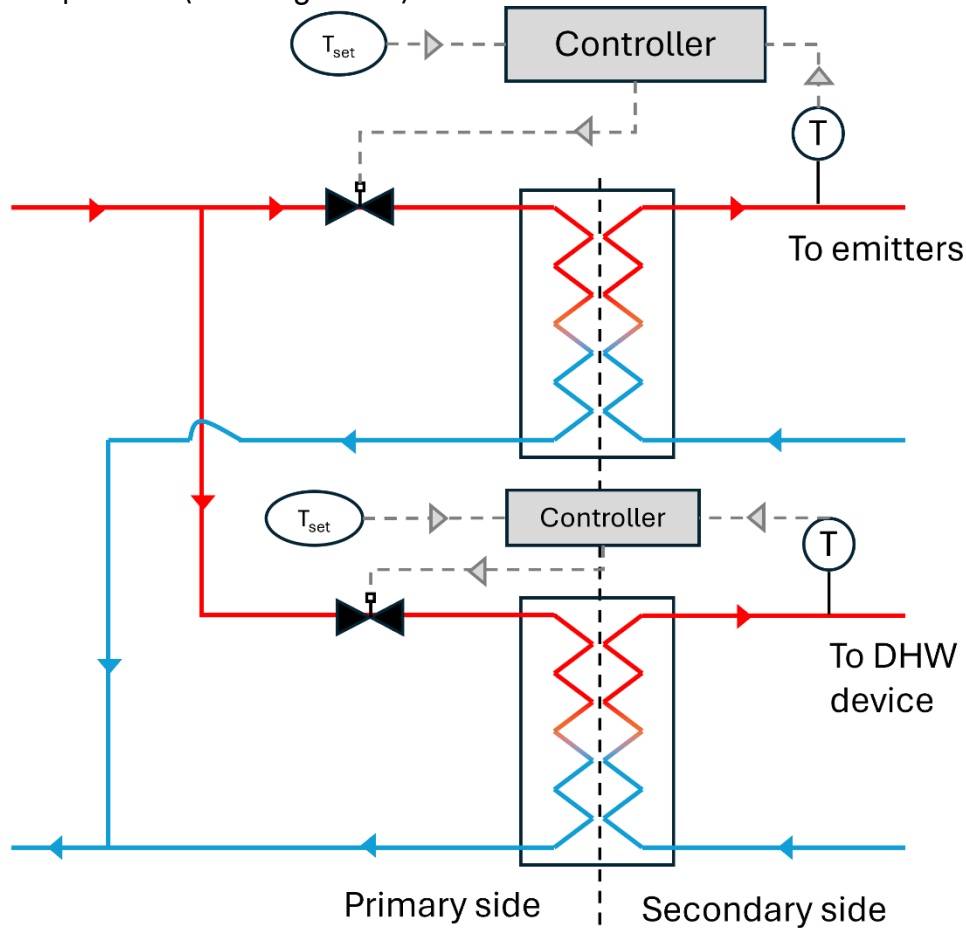


Figura64 Esquema de una subestación en configuración en paralelo

Cada intercambiador de calor está acoplado a su propio sistema de control que funciona con diferentes puntos de consigna de temperatura secundaria de suministro (véaseFigura65)

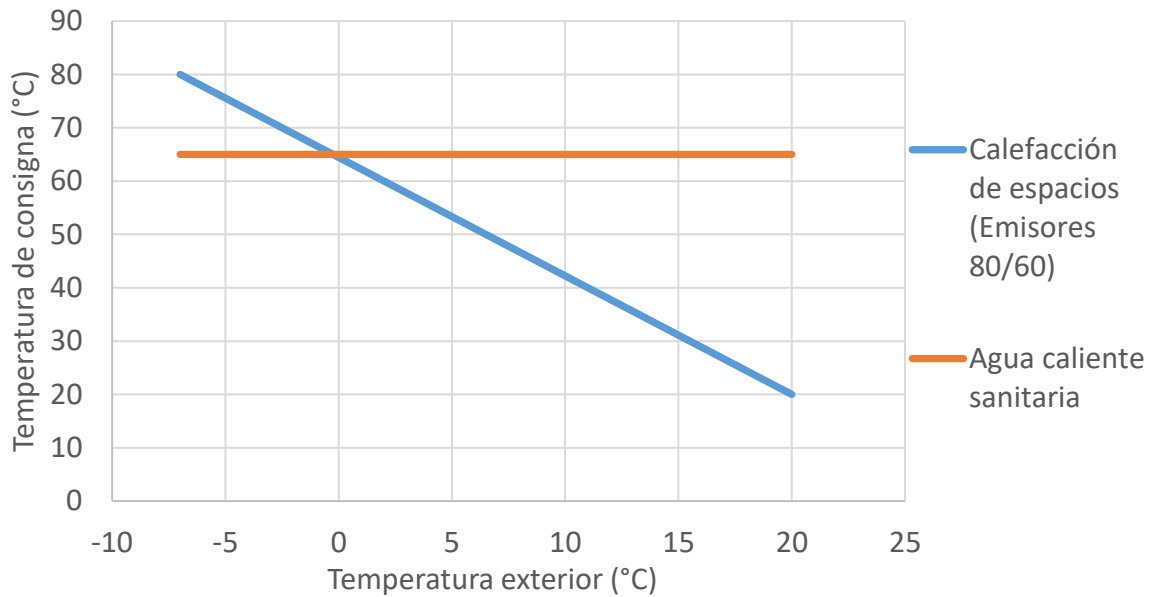


Figura65 Punto de consigna de la temperatura de suministro secundaria en función de la temperatura exterior para la configuración de la subestación en paralelo

Esta configuración es sencilla de controlar y de instalar, y no resulta costosa.

iii. La configuración en serie

Una subestación en configuración en serie se compone de dos intercambiadores de calor, uno para la calefacción de espacios y otro para el agua caliente sanitaria (ACS). Esta configuración permite utilizar la temperatura de retorno primario de un intercambiador de calor para satisfacer total o parcialmente las necesidades del otro intercambiador de calor. (véaseFigura66).

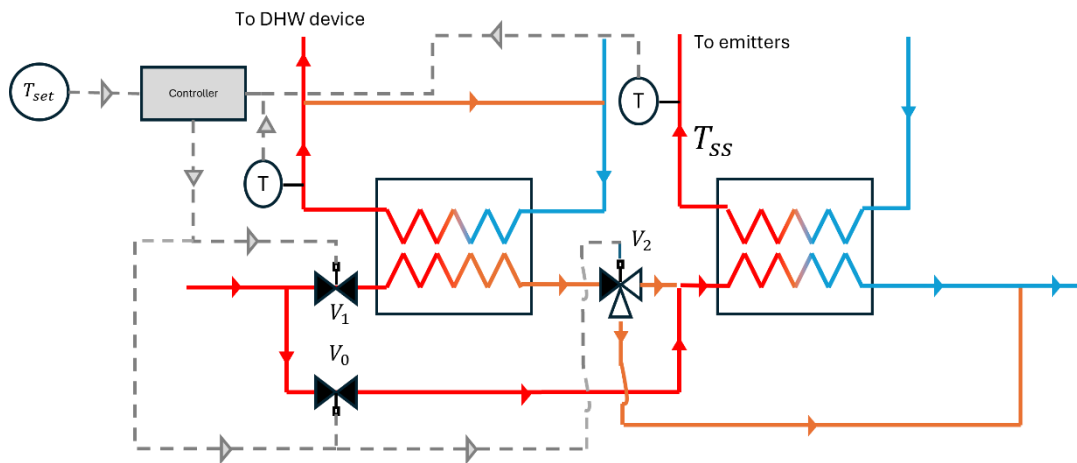


Figura66 Esquema de una subestación en configuración en serie

En función de la temperatura necesaria para la calefacción de locales, el intercambiador de calor de agua caliente sanitaria (ACS) alimenta o es alimentado por el intercambiador de calor de calefacción de locales. De hecho, la temperatura de suministro de ACS se sitúa en torno a los 60-55 °C. Así pues, si la temperatura requerida de los emisores de calefacción es inferior a la temperatura de suministro de agua caliente sanitaria, la temperatura de retorno primario del intercambiador de calor de agua caliente sanitaria puede alimentar al de calefacción. Por el contrario, si la temperatura requerida de los emisores de calefacción es superior a la del



agua caliente sanitaria, la temperatura de retorno del intercambiador de calor de calefacción puede alimentar al de agua caliente sanitaria.

Según el esquema presentado en Figura 67, la configuración en serie funciona de la siguiente manera:

- Demanda simultánea de agua caliente sanitaria y calefacción de locales:
 - Si $T_{ss} < T_{ss,set}$ la válvula V_1 está abierta, primero se abre la válvula V_2 (se alimenta el intercambiador de calor de calefacción), y si no es suficiente, se abre la válvula V_0
 - Si $T_{ss} > T_{ss,set}$ la válvula V_1 está abierta, primero se cierra la válvula V_0 ; si esto no es suficiente, se cierra la válvula V_2 (se deriva el intercambiador de calor de calefacción)
- Solo demanda de calefacción de ambientes: la válvula V_1 se cierra por completo y la válvula V_0 se abre
- Solo demanda de agua caliente sanitaria: la válvula V_0 se cierra completamente y la válvula V_1 se abre

La configuración en serie es más compleja de instalar debido a la complejidad del sistema de control.

iv. La configuración en dos etapas

Una subestación en configuración de dos etapas se compone de tres intercambiadores de calor: dos en paralelo, destinados respectivamente a la calefacción de locales y al agua caliente sanitaria, y un tercero conectado a la línea de retorno de los otros dos intercambiadores, que se utiliza para precalentar el agua caliente sanitaria. Esta configuración permite reducir la temperatura global de retorno del circuito primario y, de este modo, mejorar la eficiencia de la red de calefacción.

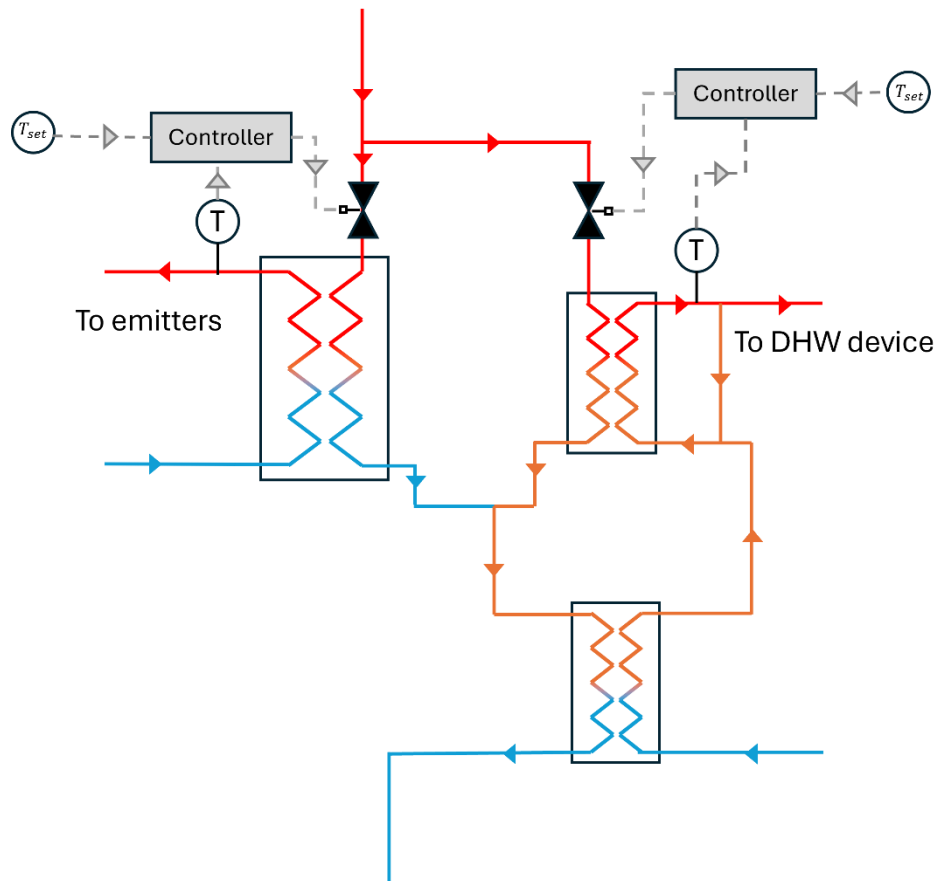


Figura67 : Esquema de una subestación en configuración de dos etapas

La configuración de dos etapas combina las ventajas de la configuración en paralelo y de la configuración en serie. De hecho, esta configuración es fácil de instalar y controlar, y reduce la temperatura de retorno de la red primaria. Sin embargo, por lo general se prefiere la configuración en paralelo, ya que la ganancia en eficiencia no justifica el coste adicional asociado al uso de un tercer intercambiador de calor.

6. Red primaria

Una vez diseñadas la red secundaria y la subestación, hay que dimensionar la red primaria. El objetivo de esta sección es ofrecer información sobre las diferentes posibilidades para construir la red primaria y sobre cómo diseñar las tuberías.

a. Curvas de carga térmica

Una red de calefacción y agua caliente sanitaria (DHC) suele estar situada en zonas urbanas y está conectada a diferentes tipos de edificios, como viviendas, colegios, oficinas, comercios, hospitales, etc. El consumo de calefacción de cada tipo de edificio varía en función de las horas de ocupación, el uso de agua caliente sanitaria, los picos de consumo, etc.

El consumo de calor de los edificios residenciales se caracteriza por una ocupación diaria, un consumo de agua caliente sanitaria nada desdeñable y dos picos de consumo, uno por la mañana y otro por la tarde (perfil de carga típico en Île-de-France durante una semana de invierno frío) (véaseFigura68).

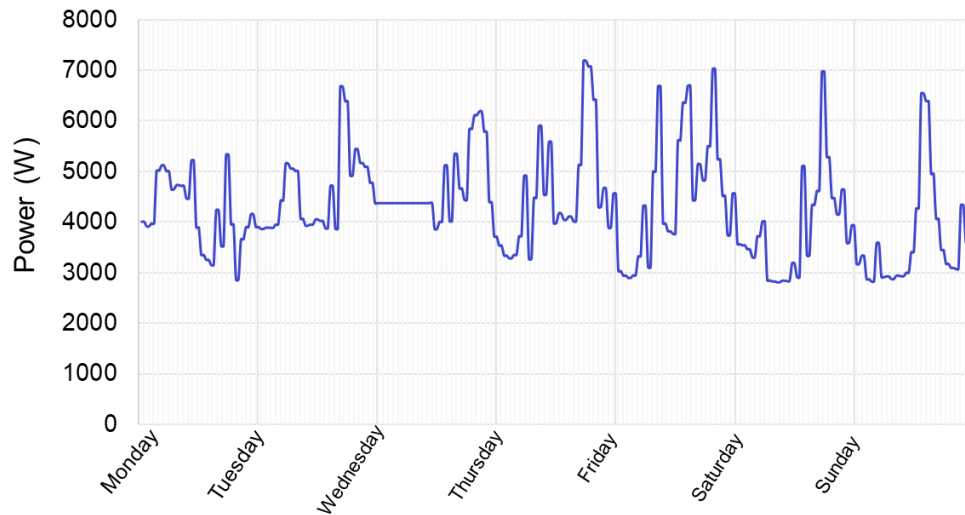


Figura68 Patrón de consumo típico de un edificio residencial

El consumo de calefacción en los centros escolares se caracteriza por una ocupación exclusiva durante el horario lectivo y un pico de consumo por la mañana debido al control de reducción nocturna (reducción de la temperatura de consigna interior durante el periodo de inocupación; véaseFigura69).

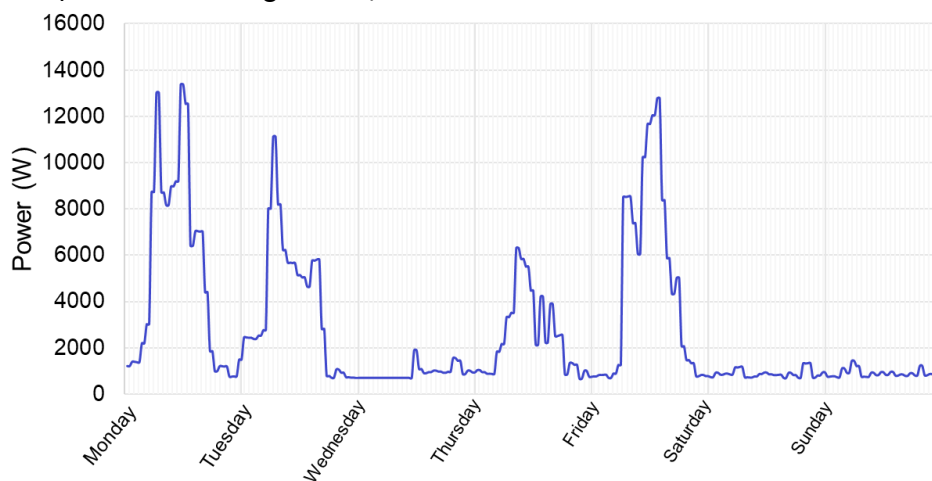


Figura69 Patrón típico de consumo en un centro educativo

El consumo de calefacción en los gimnasios se caracteriza por una ocupación exclusiva durante el día, un pico de consumo por la mañana y a primera hora de la tarde, y un importante consumo de agua caliente sanitaria (véaseFigura70).

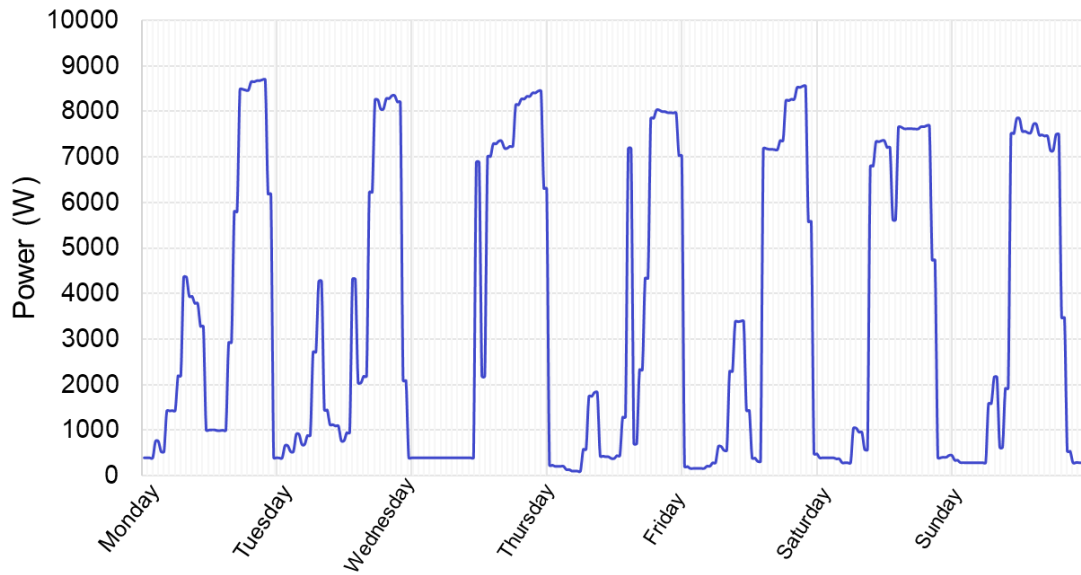


Figura70 Patrón de consumo típico de un gimnasio

El consumo de calefacción en los edificios de oficinas se caracteriza por una ocupación exclusiva durante los días laborables y un pico de consumo por la mañana debido al control de reducción nocturna de la temperatura (véaseFigura71).

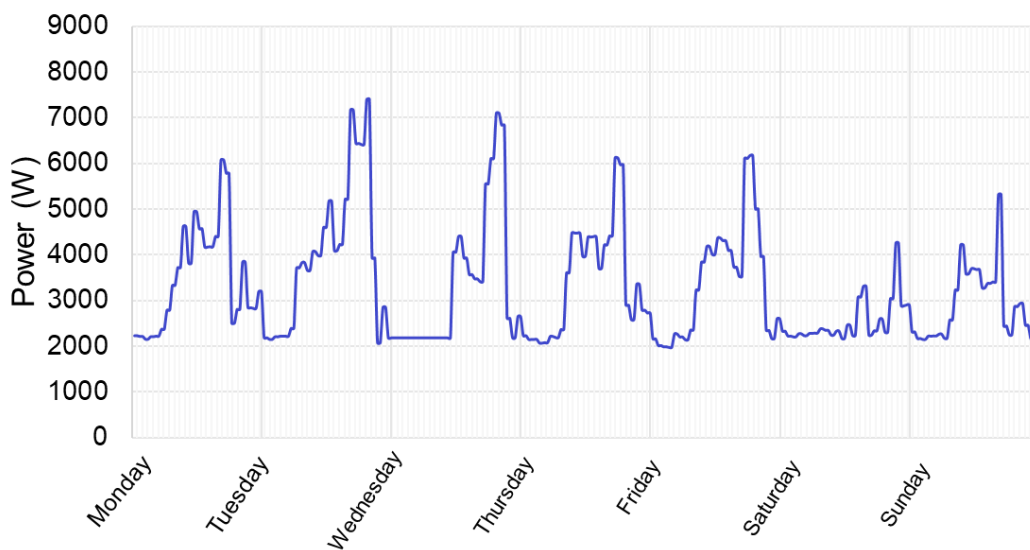


Figura71 Patrón típico de consumo de un edificio de oficinas con reducción de temperatura durante el fin de semana

La diferencia en los patrones de carga térmica implica que el pico de consumo en todas las subestaciones de las redes de calefacción y refrigeración centralizadas (DHC) no se produce al mismo tiempo. Por lo tanto, la potencia total máxima que necesitan todas las redes es inferior a la potencia máxima de cada subestación. Esta relación se denomina factor de simultaneidad S :

$$S = \frac{\max \dot{Q}_{\text{tot}}}{\sum_i \max \dot{Q}_i}$$

En concreto, un factor de simultaneidad bajo reduce la potencia máxima que debe cubrir la red de calefacción y refrigeración centralizada. Esto significa que se pueden reducir el tamaño y el coste de los sistemas de generación de calor (en comparación con los sistemas



individuales), al tiempo que se mejora el rendimiento y la sostenibilidad de la red de calefacción.

Para dimensionar los sistemas de generación de calor, se utiliza una herramienta clásica denominada «curva de duración del calor». Esta herramienta permite calcular el número de horas al año en las que la demanda supera un determinado nivel de potencia. Con una curva de duración de la demanda de calor (véase Figura 72) se puede distinguir la demanda máxima (pocas horas, alta potencia) de la carga base (potencia más baja, muchas horas). Por lo general, en las redes de calefacción y refrigeración (DHC), la demanda máxima se cubre mediante calderas de gas o unidades de reserva, y la carga base mediante energías renovables o calor residual. Por lo tanto, esta herramienta facilita la elección de la mejor combinación energética con los sistemas más eficientes y económicos en función de la potencia requerida y las horas de funcionamiento.

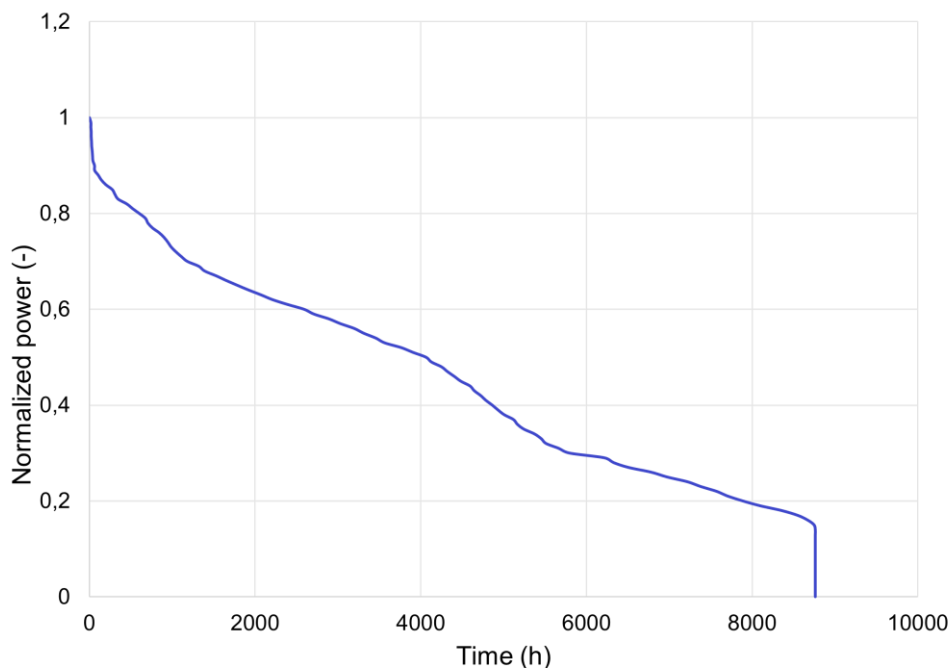


Figura 72 Ejemplo de curva de carga térmica

b. Tuberías primarias

La función básica de las tuberías primarias es transportar el agua caliente desde la planta de producción de calor hasta las subestaciones y llevar el agua fría en sentido contrario. No obstante, según las estrategias, el diseño de la red primaria puede complicarse mediante el uso de varias tuberías con diferentes niveles de temperatura.

Por lo general, se utiliza la estrategia básica de solo dos tuberías para suministrar agua caliente sanitaria y calefacción. Estas tuberías se disponen en paralelo, una para el suministro de agua caliente y otra para el retorno de agua templada (véase Figura 73). Esta es la estructura más económica y sencilla. La temperatura de impulsión se ajusta para alcanzar la temperatura máxima necesaria en una subestación. Si las redes de calefacción y agua caliente también están conectadas a subestaciones que requieren una temperatura inferior, la subestación siempre recibirá el suministro adecuado, pero el rendimiento de la red no se beneficiará de las bajas temperaturas de retorno.

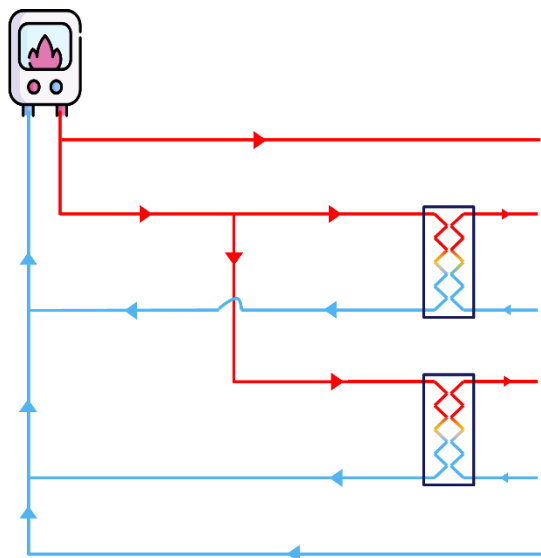


Figura73 Configuración de dos tuberías

Para mejorar el rendimiento de la red de calefacción y refrigeración centralizada (DHC), se puede añadir al esquema anterior un tercer tubo en paralelo para suministrar calor a diferentes temperaturas. Por ejemplo, un tubo para suministrar calefacción ambiental o agua caliente sanitaria (ACS) y otro tubo independiente para abastecer a una subestación conectada únicamente a edificios con emisores de baja temperatura (véase Figura 74). Esta configuración es la más costosa en términos de instalación, pero permite reducir las pérdidas de calor a través de los tubos.

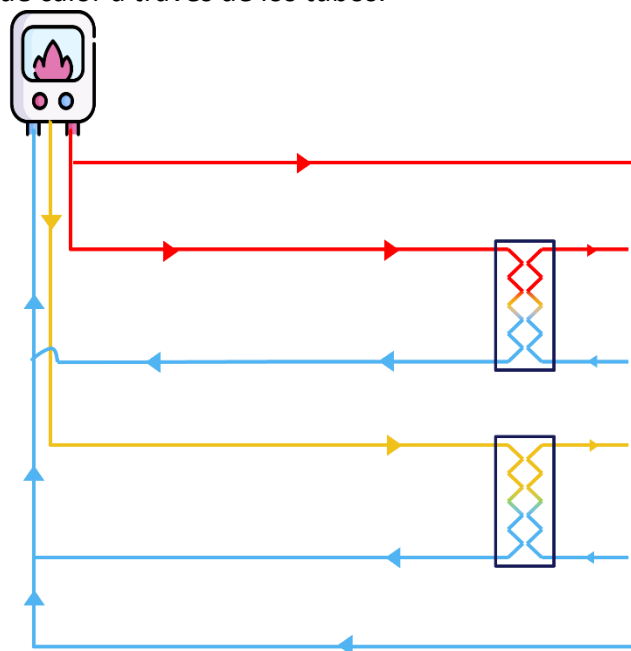


Figura74 Configuración de tres tuberías

En el caso de las redes de calefacción y refrigeración (DHC) capaces de suministrar calefacción, agua caliente sanitaria (ACS) y refrigeración, se utiliza una configuración con cuatro tuberías en paralelo (véase Figura 75). En este caso, se utilizan dos tuberías para la demanda de calefacción (una para el suministro de agua caliente y otra para el retorno de agua templada) y las otras dos para la demanda de refrigeración (una para el suministro de agua fría y otra para el retorno de agua templada). Se puede satisfacer toda la demanda de forma simultánea.

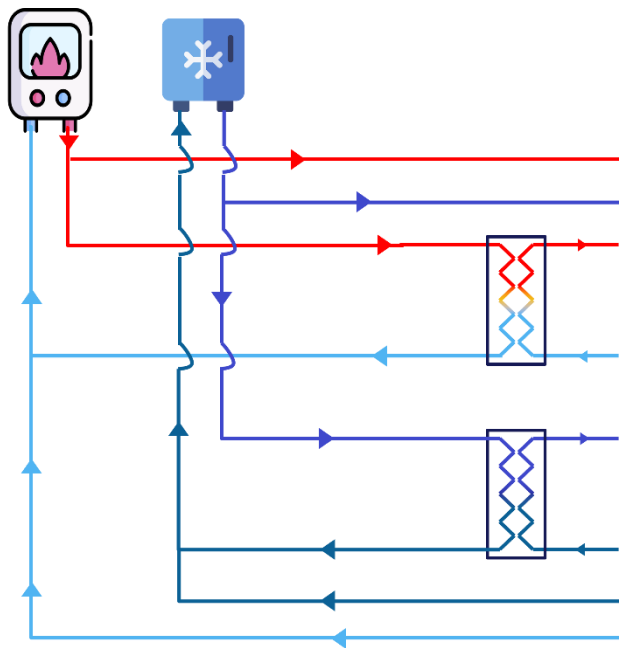


Figura75 Configuración de cuatro tuberías

Una vez establecido el número de tuberías en la red de calefacción y refrigeración centralizadas (DHC), debe definirse su estructura. Existen tres estructuras posibles: la estructura radial, la estructura en bucle y la estructura en malla.

La estructura radial es la más sencilla y la más habitual. Consiste en conectar una única central de generación de calor con las subestaciones (véaseFigura76). Por lo general, el trazado de la red sigue el trazado de las carreteras. Esta estructura permite reducir la longitud y el coste de inversión de la red primaria. No obstante, no es adecuada para redes largas debido a las importantes pérdidas de calor.

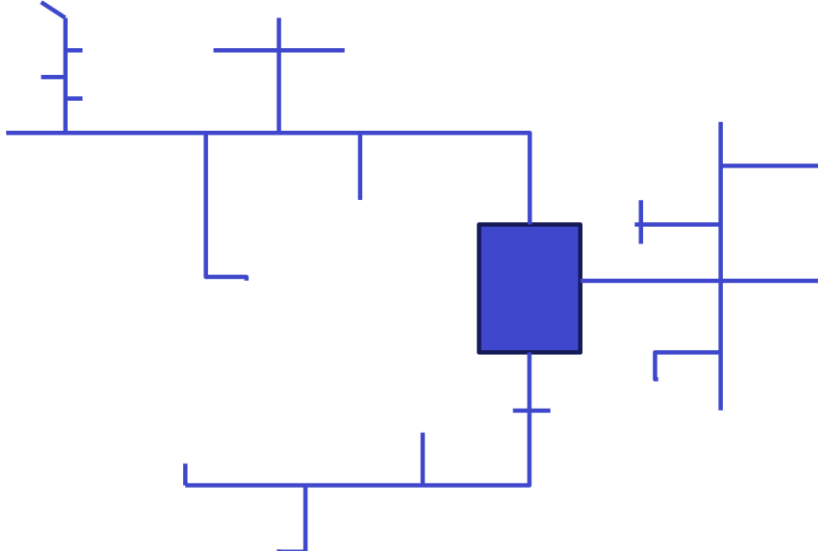


Figura76 Estructura de red radial

Para redes largas, se prefiere la estructura en bucle. Esta estructura consiste en conectar varias plantas de generación de calor a la subestación formando un bucle (véaseFigura77).



Su instalación es más costosa que la de la estructura radial, pero permite garantizar la seguridad del suministro de calor.

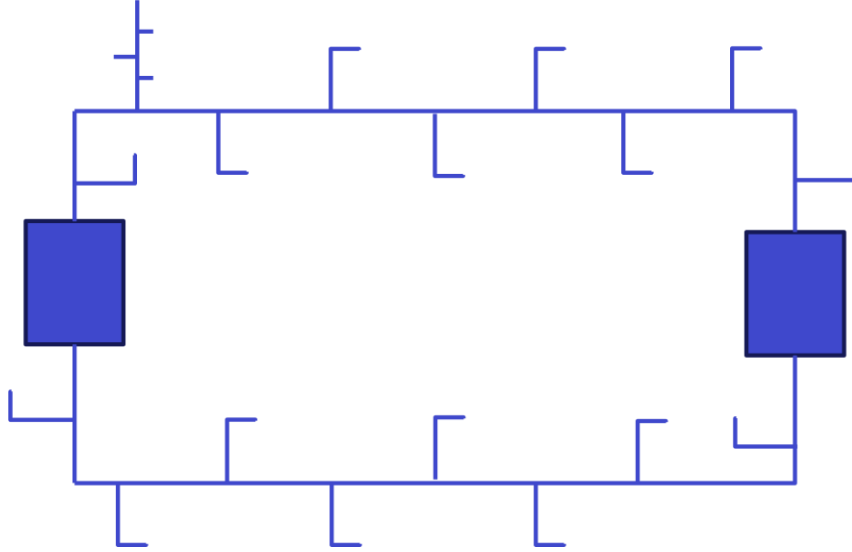


Figura77 Estructura de red en bucle

En el caso de redes extensas, también se puede utilizar una estructura en malla. Funciona de la misma manera que la estructura en bucle, pero se pueden utilizar varias rutas para conectar una subestación a una central térmica (véaseFigura78). Esta estructura se ha utilizado en redes antiguas de ciudades muy densas como París, Estocolmo o Berlín. Hoy en día ya no se utiliza debido a las dificultades que plantea su funcionamiento.

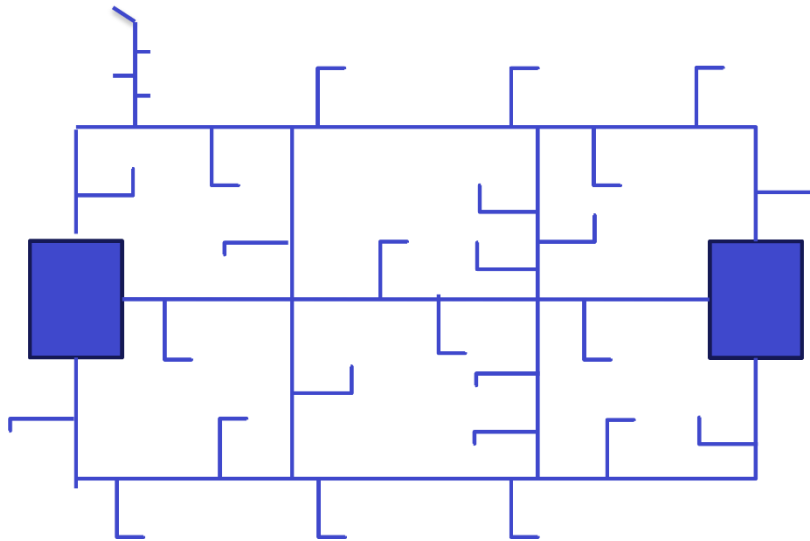


Figura78 Estructura de red en malla



Referencias

- [1] AFNOR, «Eficiencia energética de los edificios. Método de cálculo de la carga térmica de diseño. EN 12831», 2017.
- [2] ICEB, «Asso ICEB», [en línea]. Disponible en: <https://www.asso-iceb.org/communique/ponts-thermiques-non-traites-sante-negligee/>. [Consultado el 1 de abril de 2026].
- [3] F. m. o. U. P. a. Vivienda, «Legifrance», marzo de 1982. [En línea]. Disponible en: <https://www.legifrance.gouv.fr/loda/id/JORFTEXT000000862344/>. [Consultado el 1 de abril de 2026].
- [4] «Proyecto IEE TABULA/EPISCOPE», 2009-2016. [En línea]. Disponible en: <https://episcopes.eu/iee-project/>.
- [5] Pouget Consultants, «Edificios residenciales: tipología del parque inmobiliario existente y solución ejemplar para la rehabilitación energética en Francia», Proyecto TABULA/EPISCOPE, 2015.
- [6] T. Csoknyai, S. Hrabovszky-Horvath, M. Seprodi-Egeresi y G. Szendro, «Tipología nacional de edificios residenciales en Hungría», Proyecto TABULA/EPISCOPE, 2015.
- [7] AICVF, Cálculo de las cargas de climatización y aire acondicionado, Editorial Pyc livres, 1998.
- [8] G. Baekroot y J. Cadoret, «Método de cálculo de las instalaciones de agua caliente sanitaria», EDIPA, 2011.
- [9] AFNOR, «Radiadores y convectores. Parte 2: Métodos de ensayo y clasificación. EN 442-2», 2014.
- [10] AFNOR, «Rendimiento térmico de los edificios. Transferencia de calor a través del suelo. Métodos de cálculo. EN ISO 13370», 2017.
- [11] AFNOR, «Sistemas de calefacción en edificios. Diseño de sistemas de calefacción por agua NF EN 12828 + A1;2014», 2014.
- [12] Sectoriel, «Sectoriel robinetterie industrielle», [en línea]. Disponible en: <https://www.sectoriel.com/fr/kd-12-vanne-de-regulation-2-voies-pneumatique-inox-pn40.html>. [Consultado el 1 de abril de 2026].
- [13] Danfoss, «Danfoss», [en línea]. Disponible en: <https://www.danfoss.com/fr-fr/>. [Consultado el 1 de abril de 2026].
- [14] Itron, «Itron», [en línea]. Disponible en: <https://na.itron.com/>. [Consultado el 1 de abril de 2026].
- [15] AFNOR, «Contadores de energía térmica. Parte 4: Ensayos de homologación de modelos. EN 1434-4», 2022.



- [16] AFNOR, «Rendimiento energético de los edificios. Método para el cálculo de las necesidades energéticas y la eficiencia de los sistemas. Parte 3: Sistemas de distribución de aire. EN 15316-3», 2017.