SHaKE
Sharing Knowledge on Energy Communities

Co-funded by the European Union

Module 2
Besoins en chaleur et en froid des bâtiments

Fait partie du programme pédagogique SHaKE sur les réseaux de chaleur et de froid

Guide pédagogique

Ressource pédagogique réutilisable pour l'enseignement supérieur et la formation professionnelle

Version : 1.0
Date : mars 2026

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

Projet

Partage de chaleur et de connaissances sur les communautés énergétiques (SHaKE)
Erasmus+ KA220-HED – Partenariats de coopération dans l'enseignement supérieur
N° de projet : 2023-1-HU01-KA220-HED-000160219

Auteurs

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

Éditeurs

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

Mention du financement européen et clause de non-responsabilité

Financé par l'Union européenne. Les points de vue et opinions exprimés n'engagent que leurs auteurs et ne reflètent pas nécessairement ceux de l'Union européenne ou de la Fondation publique Tempus. Ni l'Union européenne ni l'autorité chargée de l'octroi de la subvention ne peuvent en être tenues responsables.

Coordinateur

Université de technologie et d'économie de Budapest, Hongrie

Établissements partenaires

Universitat Jaume I de Castellón, Espagne
Mines Paris – PSL, France

Remerciements

Cette publication a été élaborée dans le cadre du projet SHaKE. Le consortium remercie l'ensemble des enseignants, chercheurs, professionnels et parties prenantes qui ont contribué à l'élaboration, à l'évaluation et à l'amélioration des supports pédagogiques.

Licence

Sauf indication contraire, ce matériel est mis à disposition selon les termes de la licence internationale Creative Commons Attribution 4.0 (CC BY 4.0). Il peut être partagé et adapté, à condition de créditer le projet SHaKE et ses auteurs, de fournir un lien vers la licence et de signaler toute modification.

Référence bibliographique recommandée :

Mines Paris – PSL. Module 2: Heat and Cold Energy Demands of Buildings. SHaKE Project, 2026.

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

Guide d'utilisation du module 2

Ce module fait partie du programme pédagogique SHaKE, conçu pour soutenir l'enseignement des réseaux de chaleur et de froid (RDC) dans l'enseignement supérieur et la formation professionnelle.

Le module étudie les réseaux de chaleur et de froid, depuis le bâtiment jusqu'au réseau primaire. Il présente différentes méthodes de détermination des besoins en chauffage, en refroidissement et en eau chaude sanitaire (ECS), ainsi que les principaux principes des systèmes de distribution hydraulique des bâtiments.

Le module traite également du fonctionnement et du dimensionnement des composants essentiels, notamment les émetteurs de chaleur, les canalisations, les pompes, les vannes, les sous-stations et les réseaux primaires. L'accent est mis sur les applications pratiques de l'ingénierie et sur la compréhension des interactions entre les installations des bâtiments et les réseaux énergétiques urbains.

Ce guide s'adresse avant tout aux enseignants, aux universitaires et aux formateurs comme ressource pédagogique réutilisable. Il peut accompagner les cours, les activités d'apprentissage hybride, les discussions en classe, les travaux pratiques et les formations professionnelles continues. Les présentations, la banque de questions, le quiz d'autoévaluation et l'exercice pratique associés permettent aux enseignants d'adapter les contenus à leur contexte pédagogique.

Les étudiants et les professionnels peuvent également utiliser ce module en autonomie, notamment s'ils possèdent déjà des connaissances de base en thermodynamique, en transfert thermique et en mécanique des fluides.

Principaux thèmes abordés dans le module

- Méthodes de calcul des besoins en chauffage et en refroidissement des locaux
- Déperditions et apports thermiques, et principaux paramètres thermiques
- Besoins en eau chaude sanitaire (ECS) et systèmes de production et de distribution
- Systèmes hydrauliques côté bâtiment et émetteurs de chaleur
- Réseaux de distribution hydraulique, canalisations, pompes et vannes de régulation
- Sous-stations et stratégies de régulation
- Configurations et fonctionnement des réseaux primaires de chaleur et de froid

Résultats d'apprentissage du module 2

Le module vise à développer les aptitudes et compétences suivantes.

À l'issue de ce module, les apprenants devraient être capables de :

- Estimer les besoins en chauffage et en refroidissement des locaux à l'aide de différentes méthodes de calcul
- Déterminer les besoins en eau chaude sanitaire (ECS) et sélectionner des solutions d'alimentation adaptées

- Analyser et dimensionner les systèmes hydrauliques côté bâtiment et les émetteurs de chaleur
- Expliquer le fonctionnement et la régulation des sous-stations et des systèmes de distribution hydraulique
- Comparer différentes configurations hydrauliques des réseaux primaires et leurs implications opérationnelles
- Analyser les interactions entre les bâtiments et les réseaux de chaleur et de froid

Charge de travail estimée

Ce module représente environ 8 heures d'apprentissage, incluant un accompagnement pédagogique, des lectures individuelles et des exercices pratiques.

Les enseignants peuvent adapter cette charge selon le niveau de la formation, les ressources choisies et les modalités pédagogiques. Le module peut être utilisé comme :

- une unité d'enseignement complète,
- un ensemble de supports de cours sélectionnés,
- une composante d'apprentissage hybride,
- un ensemble d'exercices pratiques,
- ou une ressource complémentaire à des cours existants.

Activités et heures d'apprentissage

Type d'activité	Durée (heures)	Description
Cours	4h30	Séquence 1 : Description des besoins des bâtiments et chiffres clés Séquence 2 : Description et méthode de calcul des besoins en chauffage et en refroidissement Séquence 3 : Description et méthode de calcul des besoins en ECS Séquence 4 : Description et méthode de conception des systèmes hydrauliques côté bâtiment Séquence 5 : Description du fonctionnement et de la régulation des sous-stations Séquence 6 : Description et méthode de conception du réseau primaire
Études de cas	4h	Mini-projet permettant d'appliquer les concepts abordés dans les séquences 2, 3, 4 et 5
Travail personnel	2h	Préparation à l'évaluation et recherches pour le projet

Évaluation	30 min	Quiz, projet
Total des heures d'apprentissage	11h	

Publics cibles

Ce guide est principalement destiné aux enseignants et aux formateurs souhaitant utiliser ou adapter les supports SHaKE dans leurs activités d'enseignement ou de formation.

Les principaux publics cibles sont :

- les enseignants du supérieur en ingénierie, génie climatique, systèmes énergétiques et domaines connexes,
- les formateurs intervenant dans l'enseignement professionnel ou la formation continue sur les réseaux de chaleur et de froid,
- les enseignants qui développent des activités hybrides, modulaires ou axées sur la pratique,
- les universitaires recherchant des ressources pédagogiques réutilisables sur les systèmes énergétiques urbains durables.

Ces ressources peuvent également être utilisées par des étudiants, des professionnels et des apprenants autonomes qui souhaitent étudier certains sujets individuellement. Pour une utilisation autonome, des connaissances préalables de base dans les domaines de l'ingénierie concernés sont recommandées.

Utilisation recommandée par les enseignants et formateurs

Le module 2 peut être utilisé avec souplesse comme unité d'enseignement complète ou comme ensemble de ressources pédagogiques sélectionnées. Les enseignants peuvent combiner les supports en fonction du niveau du cours, du temps disponible et des résultats d'apprentissage visés.

Besoin pédagogique	**Ressource recommandée du module 2**
Introduire le sujet	Utiliser la présentation générale du module et les diapositives introductives pour présenter le champ d'étude, les principaux concepts et l'importance des besoins en chaleur et en froid des bâtiments.
Préparer les apprenants avant le cours	Donner à lire des sections du guide en amont dans le cadre d'une classe inversée ou d'un apprentissage hybride.
Accompagner les cours ou séminaires	Utiliser les présentations pour expliquer les méthodes de calcul, les composants des systèmes et les principes de conception technique.
Vérifier la compréhension	Utiliser certaines questions de la banque pour des discussions, de courtes vérifications en classe, des évaluations formatives ou des quiz sur une plateforme pédagogique.

Besoin pédagogique	Ressource recommandée du module 2
Développer des compétences pratiques en ingénierie	Utiliser l'exercice pratique pour le travail de groupe, les devoirs, l'apprentissage par projet ou les séances de calcul encadrées.
Soutenir la révision autonome	Orienter les apprenants vers le quiz d'autoévaluation du module après l'étude des contenus pertinents.
Adapter les ressources à des contextes pédagogiques locaux	Sélectionner, combiner ou modifier les sections du guide, les diapositives, les questions et l'exercice selon le programme, le niveau des participants et le contexte professionnel.

Parcours recommandé pour les apprenants autonomes

Les étudiants et les professionnels qui utilisent le module en autonomie peuvent suivre les étapes ci-dessous.

Consulter la présentation introductive

Se familiariser avec les principaux concepts, la terminologie et la structure du module.

Étudier les contenus du guide

Lire les explications détaillées, les principes d'ingénierie et les méthodes de calcul présentés dans le guide.

Regarder la vidéo du module

Utiliser la courte vidéo complémentaire pour découvrir les principaux thèmes et objectifs pédagogiques du module.

Répondre au quiz d'autoévaluation

Évaluer sa compréhension des concepts clés et des principes techniques abordés dans le module.

Réaliser l'exercice pratique

Appliquer les connaissances acquises à des tâches de dimensionnement et de calcul relevant de l'ingénierie des réseaux de chaleur et de froid.

Ressources complémentaires disponibles

Les ressources complémentaires comprennent :

- des présentations pour les sous-thèmes du module,
- une banque de questions réutilisable,
- un quiz d'autoévaluation du module,
- un exercice pratique d'ingénierie,
- et une courte vidéo de présentation du module.

Table des matières

Projet 2
Auteurs 2
Éditeurs 2
EU funding acknowledgement and disclaimer 2
Coordinateur 2
Établissements partenaires 2
Remerciements 2
Licence 2
1. Introduction 10
2. Besoins en chauffage ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   a. La méthode de la signature thermique ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   b. Norme européenne ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   i. Pertes par transmission ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
      1. Transmission à travers une paroi opaque ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
      2. Transmission par les fenêtres ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
      3. Ponts thermiques ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   ii. Pertes par ventilation ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
      1. Ventilation mécanique ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
      2. Infiltration d'air ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   c. Méthode rapide par archétypes ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
2. Besoins en refroidissement ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   a. Transmission à travers des parois opaques ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   b. Transmission through transparent walls. ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   c. Apports thermiques par ventilation ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   d. Apports internes ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
3. Besoins en eau chaude sanitaire ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   a. Consommation d'eau chaude sanitaire ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   b. Production d'eau chaude sanitaire ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
      i. Production instantanée ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
      ii. Production semi-instantanée ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
      iii. Production semi-accumulée ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
      iv. Production par accumulation ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
4. Systèmes hydrauliques côté bâtiment ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
   a. Émetteurs de chaleur ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**

i. Radiateurs ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
ii. Plancher chauffant ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
iii. Ventilo-convecteur ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
b. Émetteurs de froid ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
i. Ventilo-convecteurs ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
ii. Plancher et plafond rafraîchissants ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
c. Distribution ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
i. Canalisations ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
ii. Vannes ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
iii. Pompe ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
5. Sous-stations et régulation ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
a. Échangeur de chaleur ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
b. Système de régulation ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
c. Compteur d'énergie ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
d. Configuration des sous-stations ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
i. Configuration à un échangeur de chaleur ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
ii. Configuration parallèle ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
iii. Configuration en série ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
iv. Configuration à deux étages ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
6. Réseau primaire ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
a. Courbes de charge thermique ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
b. Canalisations primaires ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**
Références ..... **Hiba! A könyvjelző nem létezik.**

1. Introduction

Le premier objectif des réseaux de chaleur et de froid (RDC) est de fournir des bâtiments en chauffage, en eau chaude sanitaire (ECS) ou en climatisation afin de répondre aux besoins des clients. Il est donc essentiel d'évaluer les besoins en chauffage, en ECS et en climatisation dans les bâtiments connectés afin de concevoir correctement le RDC, y compris les canalisations, les sous-stations et les unités de production.

2. Demande en chauffage

La première étape consiste à savoir comment calculer la demande de chauffage des espaces dans les bâtiments. Selon les données disponibles, plusieurs options sont possibles : la méthode de la signature thermique, la norme européenne ou la simulation énergétique du bâtiment.

a. La méthode de la signature thermique

La méthode de la signature thermique peut être utilisée pour déterminer rapidement les besoins en chauffage des pièces. Cette méthode est adaptée aux bâtiments existants lorsque des données historiques de mesure sur la puissance ou la consommation et la température extérieure sont disponibles. La méthode de la signature thermique vise à tracer la relation entre la puissance quotidienne ou horaire nécessaire et la température extérieure. Comme la demande de chauffage est thermosensible, la relation entre la puissance $\dot{Q}$ (W) et la température extérieure T_{out} (°C) doit être linéaire (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**):

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

Où K représente le coefficient global de transfert thermique du bâtiment en (W/K) et T_{in} la température intérieure du bâtiment souvent fixée entre 18 et 20 °C.

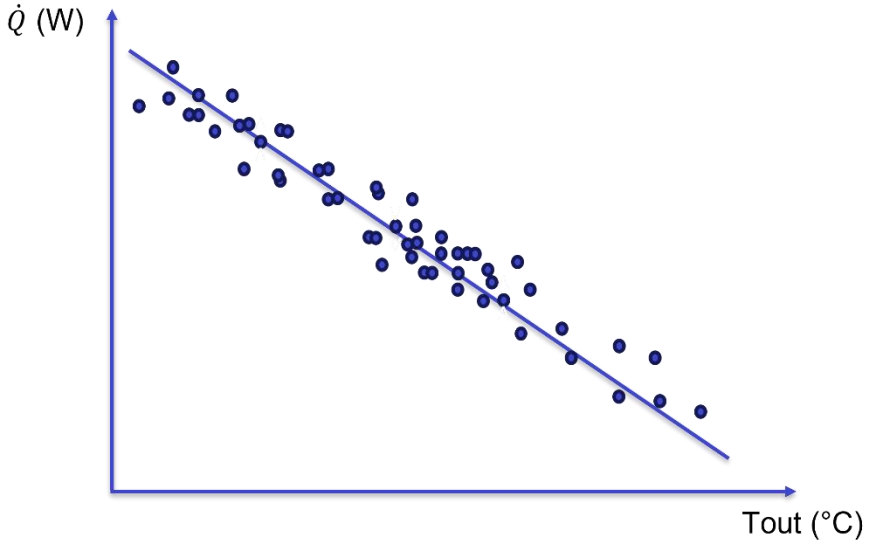


Figure 1 Exemple de la signature thermique d'un bâtiment

La signature thermique d'un bâtiment peut également être déterminer à travers la consommation du bâtiment (kWh) et les degrés-jours de chauffage (DJU en °C) (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

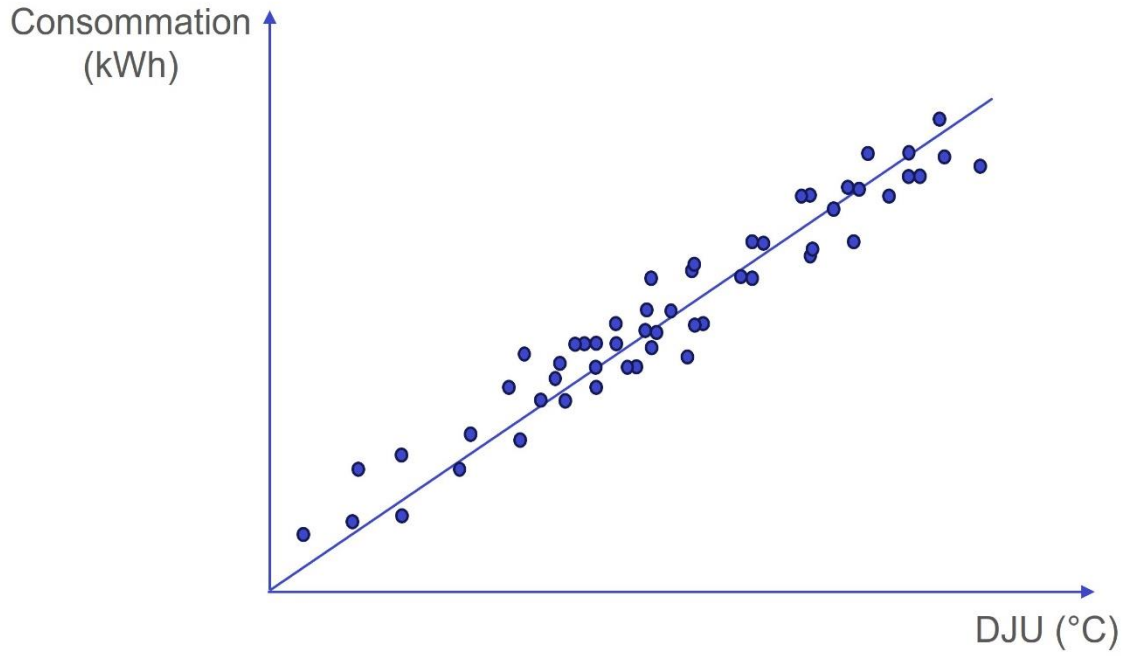


Figure 2 Exemple d'un graphique thermique de bâtiment passant par la consommation et le disque dur

Les degrés jour unifiée (DJU) représentent la différence entre la température moyenne extérieure quotidienne et la température intérieure (température du point de consigne) du bâtiment. La somme des DJU par an représente la rudesse du climat. En effet, plus les DJU annuels sont élevés, plus le climat est froid. **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** présente les DJU dans les pays de l'UE en 2022.

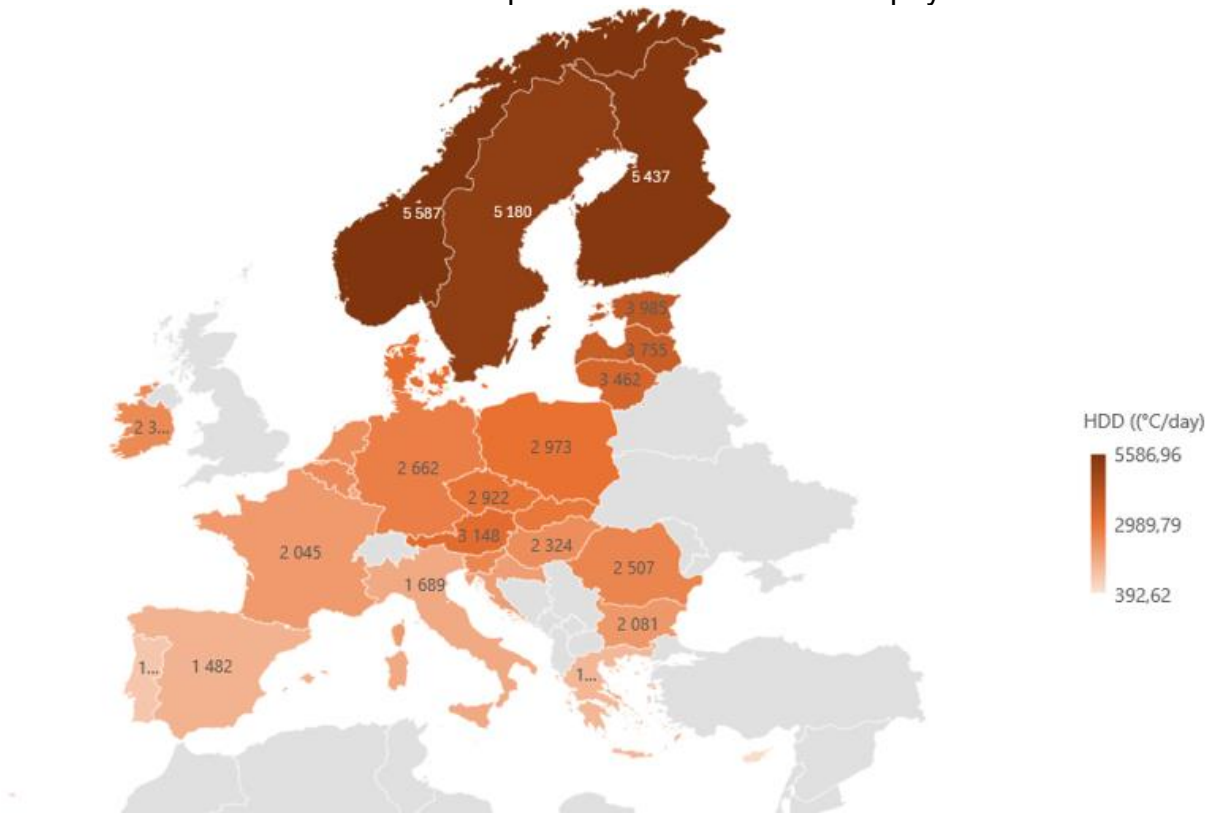


Figure 3 DJU de chauffage en 2022 pour les pays de l'UE

Les DJU sont calculés selon une température de référence, c'est-à-dire la température du point de consigne intérieure des bâtiments ou une température moyenne quotidienne extérieure à laquelle il n'est plus nécessaire de chauffer le bâtiment (cette température est inférieure à la température du point de consigne intérieur et dépend des pertes thermiques du bâtiment et des gains internes – sa valeur peut être évaluée comme l'intersection entre la courbe représentant la signature thermique et l'axe des x). Si pendant la journée la température minimale extérieure est supérieure à la référence thermique, les DJU sont égaux à 0. En effet, dans ce cas, la température extérieure est toujours plus élevée que la température intérieure du point de consigne, aucun chauffage n'est nécessaire. Dans l'autre cas, les DJU sont calculés comme suit :T_{ref}

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

Où T_{max} est la température extérieure maximale de la journée et T_{min} la température extérieure minimale de la journée.
La méthode de la signature thermique peut également être utilisée pour suivre le comportement des bâtiments au fil des jours et les dysfonctionnements potentiels. Par exemple, sur la **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**, quelques points s'écartent de l'opération de référence. Cela peut être interprété comme des erreurs de mesure ou des erreurs de codage de données sous-jacentes à un dysfonctionnement du capteur.

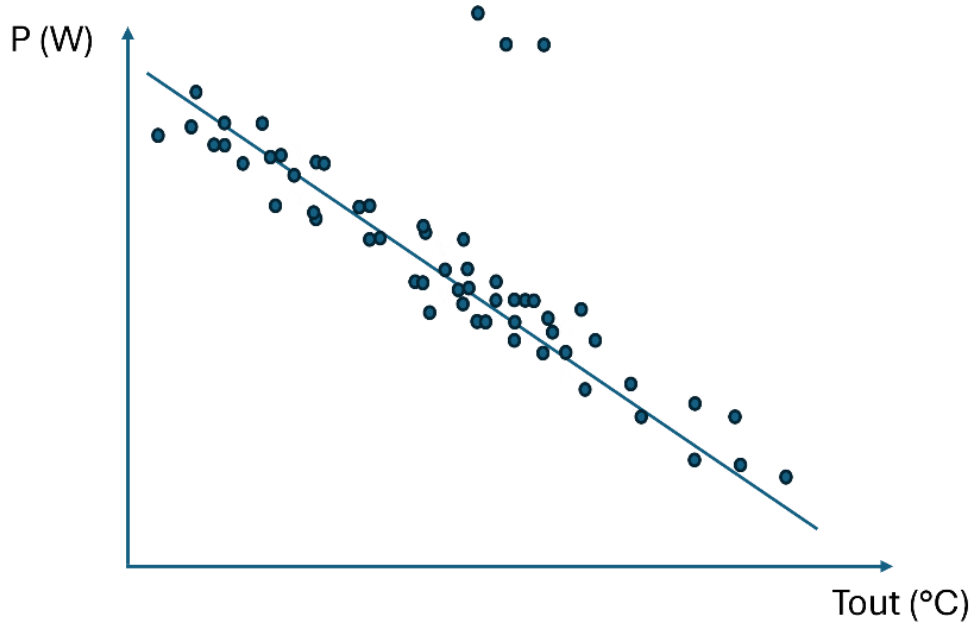


Figure 4 Signature thermique avec points de déviation

Une large ecartement de points de mesure (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**) montre qu'un problème potentiel survient dans les systèmes de contrôle (vannes, capteurs ou contrôleurs).

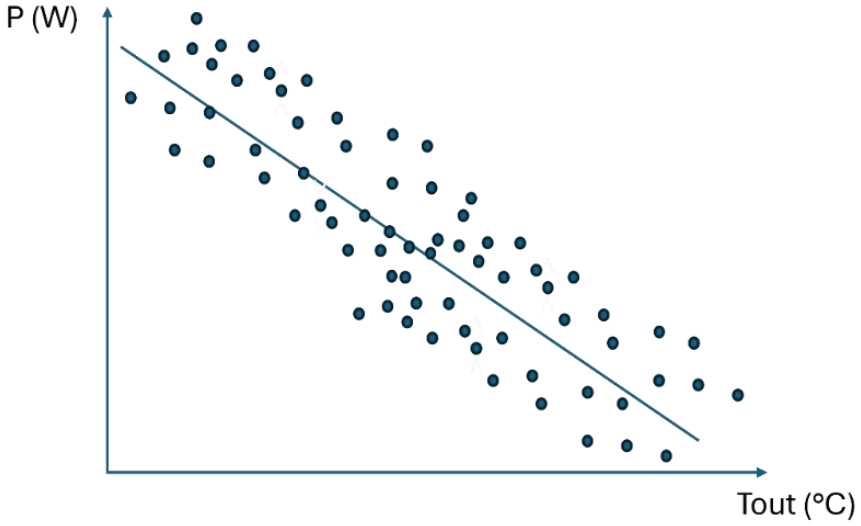


Figure 5 Signature thermique avec des points étendus

Une dérive progressive des points de mesure par rapport à l'opération de référence (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**) met l'accent sur un changement de comportement du bâtiment, comme un problème de fourniture, une fuite de l'enveloppe du bâtiment ou une surchauffe, potentiellement due à un changement de température intérieure du point de consigne.

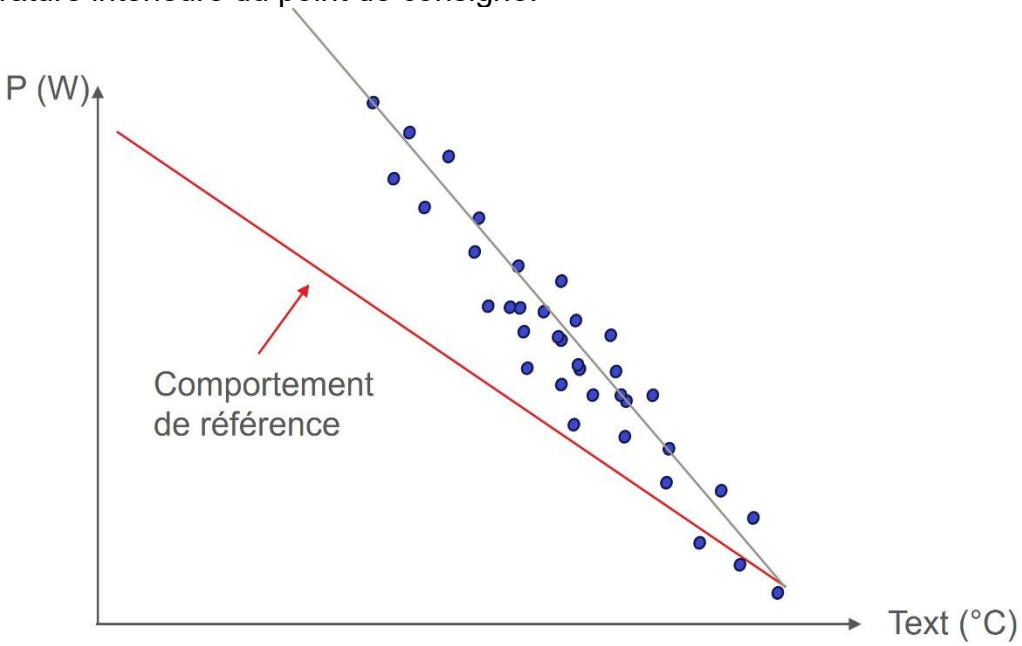


Figure 6 Signature thermique avec une dérive progressive

Une signature thermique avec deux comportements distincts (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**) est le signe spécifique d'un ralenti de nuit dans le bâtiment. Un ralenti de nuit consiste à modifier la température du point de consigne intérieur à un moment donné de la journée (généralement lorsque l'occupation du bâtiment change). Ce type de contrôle est souvent observé dans les bâtiments tertiaires.

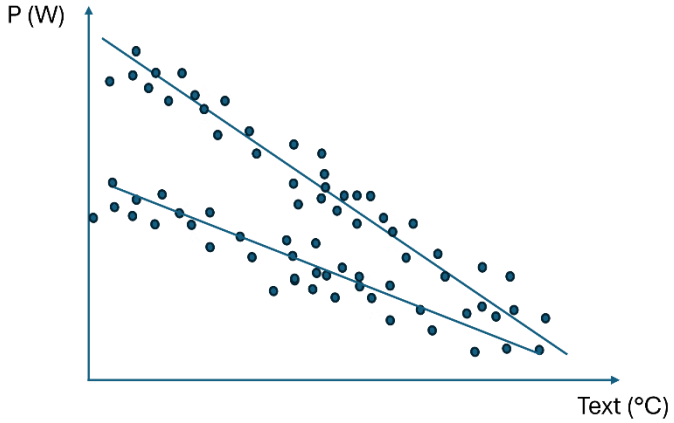


Figure 7 Signature thermique avec deux comportements distincts

b. Norme européenne

Les données de consommation pour les nouveaux bâtiments et certains existants ne sont pas toujours disponibles. D'autres méthodes doivent donc être utilisées pour déterminer les besoins en chauffage des bâtiments.
La puissance de chauffage de dimensionnement $\dot{Q}_{sh}$ (W) peut être calculée selon la norme européenne EN-12831. La demande de chauffage dépend de 4 éléments :[1]

- Les pertes de transmission $\dot{Q}_t$ (W) à travers les murs, les fenêtres, le sol, etc.
- Les pertes de ventilation $\dot{Q}_v$ (W) dues aux infiltrations et à la ventilation mécanique
- Les gains solaires $\dot{Q}_s$ (W)
- Les gains intérieurs $\dot{Q}_i$ (W) dus à l'éclairage, aux occupants et aux appareils électriques

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

La norme européenne vise à déterminer la puissance maximale de chauffage nécessaire dans le pire des cas. Ainsi, les gains solaires et internes seront fixés à 0. Par conséquent, il suffit de calculer les pertes de transmission et de ventilation.

i. Les pertes de transmission

Pour un bâtiment où la température de consigne intérieure est censée être constante, le coefficient de transfert thermique de transmission $U_{t,tot}$ (W/K) est défini comme le rapport entre la puissance de chauffage de l'espace et la différence de température intérieure extérieure. L'objectif de la norme européenne est de calculer ce coefficient grâce aux données de conception des bâtiments.

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

Le coefficient de transfert thermique de transmission est la somme du coefficient de transfert thermique des pertes à travers le mur, les fenêtres, le sol, les espaces non chauffés et les ponts thermiques (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

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

Où $U_{t,n}$ est le coefficient de transfert thermique à travers une surface (W/K/m²), A la surface (m²), f_n un coefficient correctif, ψ (W/m.K) le coefficient linéaire du pont thermique, L (m) la longueur du pont thermique et χ (W/K) le coefficient ponctuel du pont thermique.

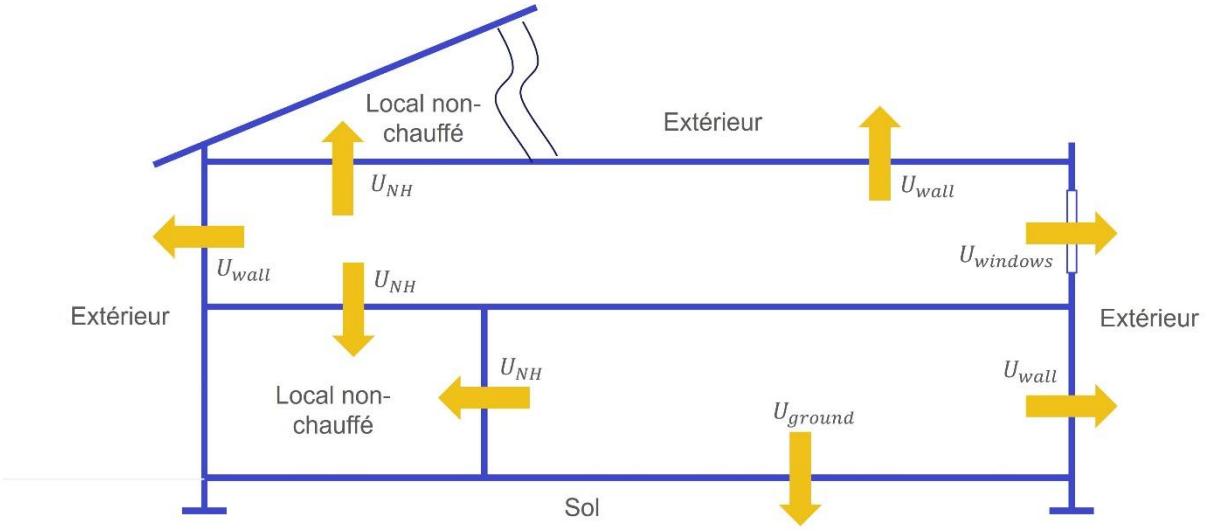


Figure 8 Schéma des pertes possibles de transmission dans un bâtiment

1. Transmission à travers un mur opaque

La transmission à travers un mur opaque entre l'intérieur et l'extérieur peut être déterminée par la composition du mur et l'analogie thermoélectrique en 1D. La résistance thermique de la paroi opaque R_{wall} (l'inverse du coefficient de transfert thermique U_{wall}) est la somme des résistances de conduction thermique de chaque couche du mur et des résistances thermiques convectives intérieur/extérieur (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

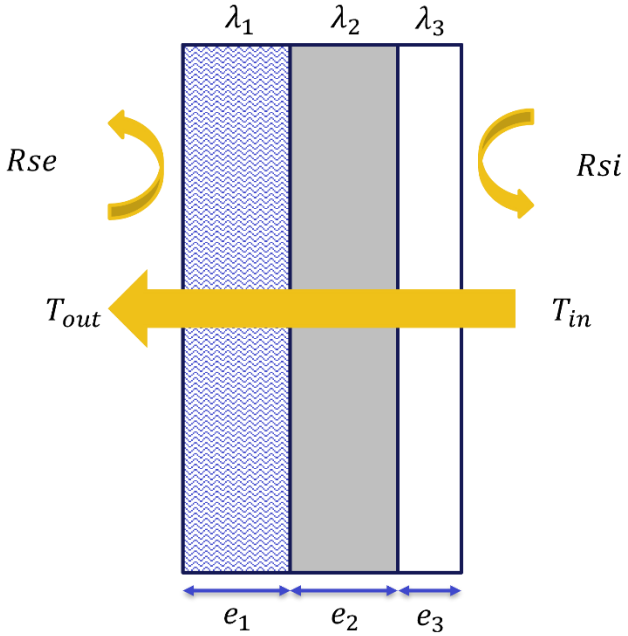


Figure 9 Pertes thermiques à travers un mur opaque

La résistance thermique conductrice $R_{wall,cond}$(K/W) peut s'exprimer ainsi :

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

Où e (m) est l'épaisseur de la couche, S (m²) la surface de la couche et λ (W/m.K) la conductivité thermique.

Les résistances thermiques convectives intérieures et extérieures (Rsi/Rse) sont définies par la norme européenne selon la direction du flux de chaleur (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

Type de paroi et direction d'écoulement	Rsi	Rse	$Rsi + Rse$
Écoulement horizontal (>60°) (mur)	0.13	0.04	0.17
Écoulement ascendant (toit)	0.1	0.04	0.14
Écoulement descendant (plancher)	0.17	0.04	0.21

Tableau 1 Résistance thermique convective (m². K/W)

Ainsi, la résistance thermique globale d'une paroi opaque est :

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

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

Pour les autres types de surfaces opaques, le coefficient de transfert thermique peut être déterminé de la même manière :

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

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

Où NH désigne une pièce non chauffée.
Les pertes de chaleur peuvent s'exprimer ainsi :

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

Avec f_{floor} et lf_{NH}es coefficients correctifs considérant les températures du sol et de l'espace non chauffé :

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

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

Où T_{ground}, T_{NH} et T_{in}^* les températures du sol, l'espace non chauffé et la température moyenne du mur intérieur respectivement.

2. Transmission par fenêtres

Les pertes par transmission via une fenêtre entre l'intérieur et l'extérieur peuvent être déterminée par la composition des fenêtres et l'analogie thermoélectrique en 1D. Le coefficient de transfert thermique des fenêtres U_w est la somme du coefficient de transfert thermique du vitrage U_g et du cadre U_f pondéré par leur surface.

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

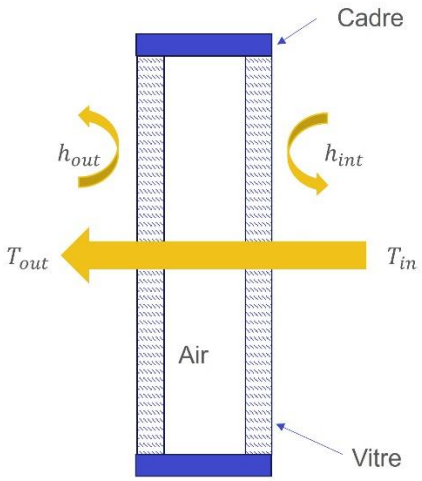


Figure 10 Pertes thermiques à travers une fenêtre

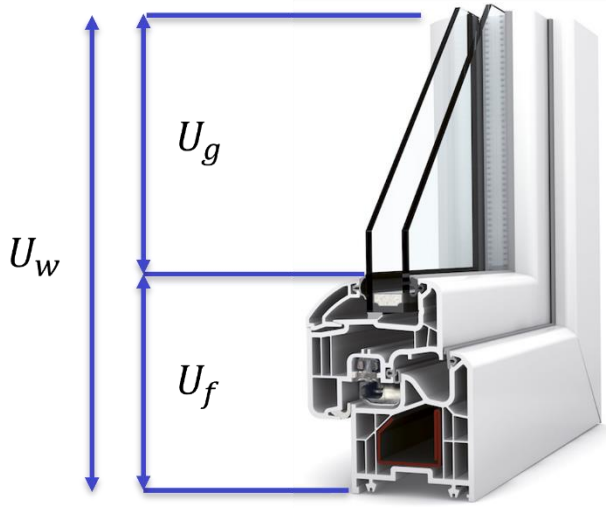


Figure 11 Coupe transversale d'une fenêtre

Ainsi, la résistance thermique globale d'une fenêtre est :

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

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

Les pertes de chaleur peuvent s'exprimer ainsi :

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

3. Ponts thermiques

Un pont thermique est une zone ponctuelle ou linéaire dans l'enveloppe d'un bâtiment qui présente une variation de la résistance thermique (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**) comme les connexions entre les fenêtres et un mur opaque, les étages intermédiaires, les cloisons, les seuils de porte, ...

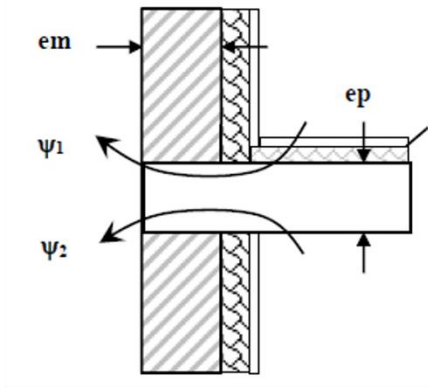


Figure 12 Exemple de ponts thermiques mesurés par une caméra thermique [2]

L'effet thermique d'un pont thermique dépend du matériau, de la géométrie, de l'isolation et du type de mur. Les pertes de chaleur dues aux ponts thermiques $\dot{Q}_{tb}$ (W) peuvent s'exprimer ainsi :

$$\dot{Q}_{tb} = U_{tb}\,(T_{in} - T_{out})$$
$$U_{tb} = \sum_i \psi_i L_i + \sum_k \chi_k$$

Avec U_{tb} (W/K) le coefficient de transfert de chaleur du pont thermique, ψ (W/m.K) le coefficient linéaire du pont thermique, L (m) la longueur du pont thermique et χ (W/K) le coefficient ponctuel du pont thermique. Les valeurs de ψ et χ sont déterminées par simulation numérique. Le catalogue des coefficients de pont thermique linéaire et ponctuel se trouve dans la norme européenne [1].La **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** montre un exemple.



Distribution : $\psi_1 = \psi_2 = 50\%\,\psi$

$e_m\ (cm)$	$e_p\ (cm)$		
	15	20	25
20 < e_m< 25	0.67	0.82	0.96
25 < e_m< 30	0.63	0.77	0.90

Figure 13 Coefficients de pont thermique pour une connexion entre un plancher intermédiaire et un mur

ii. Pertes de ventilation

Pour un bâtiment où la température de consigne intérieure est censée être constante, les pertes de chaleur $\dot{Q}_v\ (W)$ par la ventilation dépendent de la différence de température intérieure extérieure et du débit d'airq_v (m3/h).

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

Le débit de ventilation est dû à :

- La ventilation mécanique imposant un renouvellement réglementaire de l'air frais q_{mv} (m3/h)
- Les infiltrations dues à des fuites dans l'enveloppe du bâtiment (q_{inf} m^3/h)
- La ventilation naturelle due au vent et au tirage thermique (q_{nv} m^3/h)

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

La figure 14 montre une vue schématique des pertes de chaleur de ventilation dans un bâtiment. Les débits d'air causés par la ventilation naturelle sont liés à l'ouverture

occasionnelle de portes et fenêtres. Ils ne sont généralement pas pris en compte dans le calcul de la charge de chauffage.

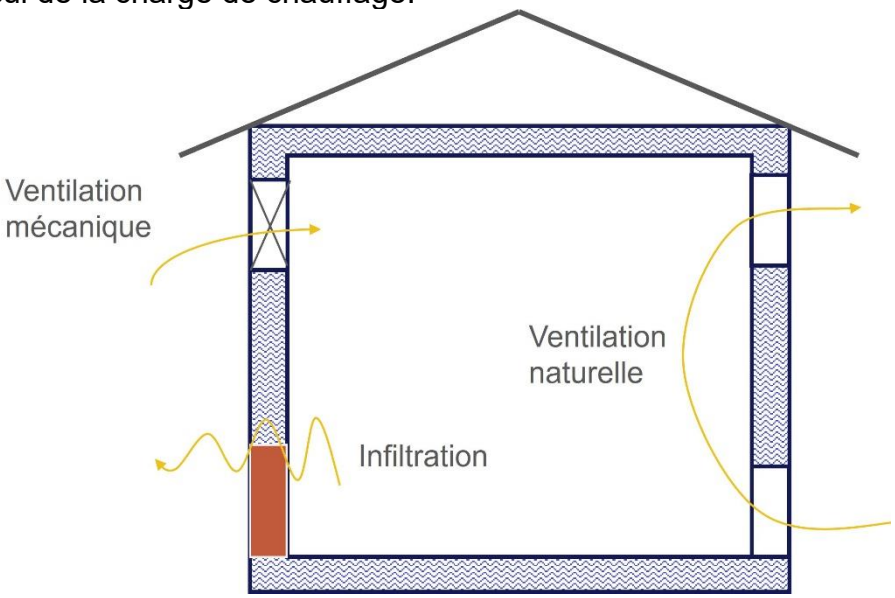


Figure 14 Vue schématique des pertes de chaleur causées par la ventilation

1. Ventilation mécanique

Dans les bâtiments résidentiels, la réglementation fixe les niveaux de débit d'air pour les systèmes autorégulés. La réglementation dépend des normes nationales. Par exemple, en France, le débit d'air frais minimum dépend du volume des bâtiments ou du nombre de pièces dans les bâtiments. **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** donne des valeurs nationales françaises pour le débit d'air frais.

Tableau 2 Débit minimal d'air frais selon le nombre de pièces dans un bâtiment en France [3]

Nombre de chambres	1	2	3	4	5	6	7
Débit minimum d'air frais (m3/h)	35	60	75	90	105	120	135

2. Infiltration d'air

Un test de porte soufflante peut être utilisé pour mesurer la perméabilité à l'air des nouveaux bâtiments. La porte soufflante se compose d'un ventilateur et d'un film étanche maintenu en place par un cadre qui s'installe sur le cadre de la porte d'entrée du bâtiment testé. Lorsque le ventilateur fonctionne, l'appareil mesure simultanément le débit volumique passant à travers le ventilateur (et donc les défauts d'étanchéité), ainsi que la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment $\Delta p = |p_{in} - p_{ext}|$ (Pa). Après un test et plusieurs points de mesure, le graphique est tracé, montrant les coefficients K et n d'une relation entre deux grandeurs de la forme :

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

Avec un coefficient n dont la valeur est comprise entre 0,5 et 1. Sur la base de cette équation, deux indicateurs peuvent être calculés :

- $Q_{4Pa,surf}$ (m3/h/m²) le débit volumique pour Δp =4 Pa, divisé par la surface de perte de chaleur du bâtiment
- n_{50} (vol/h) le taux de renouvellement de l'air obtenu pour Δp =50 Pa

La réglementation thermique française RE2020 a imposé une infiltration maximale basée sur ses deux indicateurs (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

Tableau 3 Débit d'infiltration maximal selon la réglementation française RE2020

Type de bâtiments	$Q_{4Pa,surf}$ maximal (m3/h/m²)	n_{50} maximal (vol/h)
Maison individuelle	0.6	2.3
Immeuble collectif	1	3.9
Bâtiment tertiaire	1.6	6.2

c. Méthode d'archétype rapide

Pour les bâtiments existants, les données sur la consommation de chauffage, les caractéristiques géométriques et la composition des murs ne sont pas toujours connues. Pour surmonter ce problème, des bases de données d'archétypes à l'échelle nationale ont été mises en place afin de permettre des comparaisons entre pays. Ce fut notamment le cas des projets européens Tabula et Episcope menés entre 2009 et 2016. Leur objectif est de caractériser les bâtiments résidentiels européens et leur consommation d'énergie afin d'apporter un soutien pratique à des projets de rénovation énergétique à grande échelle.[4]
Ce programme a établi, pour les treize pays européens participants, une méthodologie de définition puis un ensemble de types de bâtiments représentatifs des bâtiments rencontrés dans le parc résidentiel. Les archétypes sont classés par classe et par année de construction, selon les caractéristiques spécifiques de chaque pays. Le projet Tabula offre un moyen simple de lire les propriétés physiques des bâtiments afin d'obtenir des ordres de grandeur de la demande énergétique. Un logiciel d'assistance à la décision appelé TABULA webtool est issu de ce projet, incluant des typologies nationales pour les 13 pays participants.
Pour la France, le choix a été fait d'utiliser 10 périodes de construction et 4 catégories d'habitations : maison individuelle, maison mitoyenne, logement collectif de moins de 10 logements et logement collectif de 10 logements ou plus (**Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

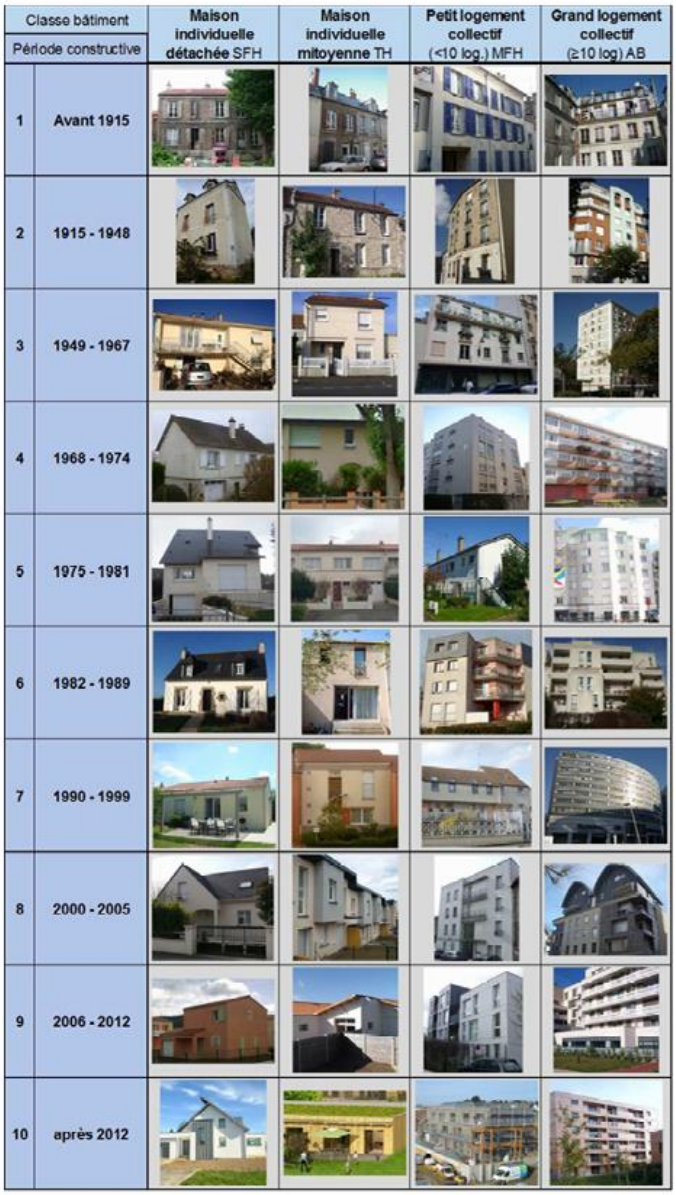


Figure 15 Archétype du bâtiment français selon le projet Episcope/tabula [5]

Pour la Hongrie, le choix a été fait d'utiliser les 5 périodes de construction et 4 catégories d'habitation : petite maison individuelle (<80 m²), grande maison individuelle (>80 m²), logement collectif entre 4 et 9 appartements, et logement collectif de plus de 10 appartements (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

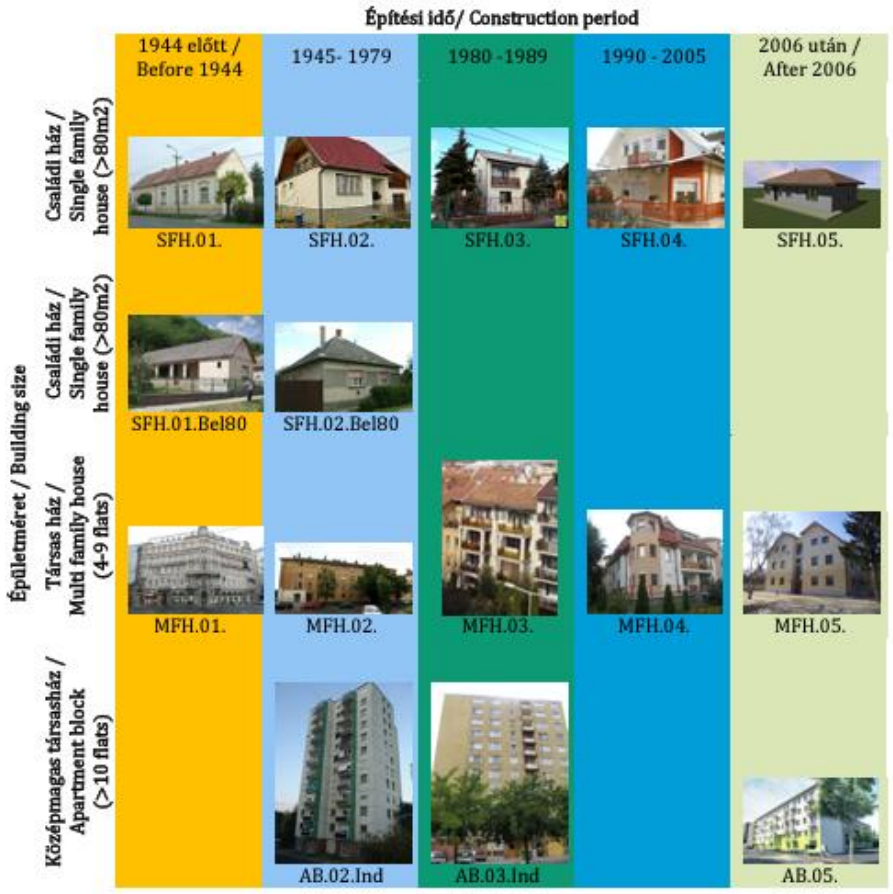


Figure 16 Archétype des bâtiments hongrois selon le projet Episcope/tabula [6]

Ainsi, pour chaque archétype dans chaque pays, les compositions et caractéristiques thermiques des murs, fenêtres, toit, ... sont détaillés, tels que la consommation d'énergie pour différents niveaux de remise à neuf de l'enveloppe.

2. Demande de refroidissement spatial

La première étape consiste à déterminer comment calculer la demande de climatisation pour un bâtiment. La méthode décrite ici s'inspire de [7].
La puissance de climatisation de dimensionnement $\dot{Q}_{sc}$ (W) dépend de 4 éléments :

- Les gains de transmission $\dot{Q}_w$ (W) à travers les surfaces opaques
- Les gains de ventilation $\dot{Q}_v$ (W) dus à l'infiltration et à la ventilation mécanique
- Les gains de transmission $\dot{Q}_s$ (W) à travers des surfaces transparentes
- Les gains intérieurs $\dot{Q}_i$ (W) dus à l'éclairage, aux occupants et aux appareils électriques

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

La principale difficulté pour calculer les besoins en refroidissement de l'espace est l'impact des gains solaires. Comme pour le calcul de la demande en chauffage, la demande de refroidissement doit être calculée pour le pire scénario, c'est-à-dire lorsque les gains solaires sont les plus élevés.

a. Transmission à travers des parois opaques

Les gains thermiques à travers les parois opaques sont calculés de la même manière que les pertes liées à la demande de chauffage des espaces :

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

Néanmoins, le coefficient de transfert thermique du mur opaque U_{wall} est différent de celui utilisé pour le chauffage. En effet, la convection interne n'est pas la même et l'impact des apports solaires doit être pris en compte. Ainsi, le gain thermique à travers une paroi opaque est [7] :

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

Avec

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

$$T_{eq} = T_{out} + Rse\ \alpha\ E$$

Avec T_{eq} (K) la température équivalente, E (W/m²) l'irradiance solaire, α l'absorptivité de la paroi. Pour les conditions estivales, Rse est égal à 0,06 pour les surfaces verticales et 0,05 pour les surfaces horizontales. Si les données sur le facteur d'absorptivité du mur manquent, les valeurs suivantes peuvent être utilisées :

- $\alpha = 0.5$ pour les murs de couleur claire
- $\alpha = 0.9$ pour des murs sombres
- $\alpha = 0.7$ pour des murs de couleur moyenne

L'irradiance solaire dépend de la date, de la journée, de la localisation et de l'orientation des murs (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** & **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). Pour calculer la puissance de refroidissement nécessaire, il faut choisir l'irradiance solaire maximale.

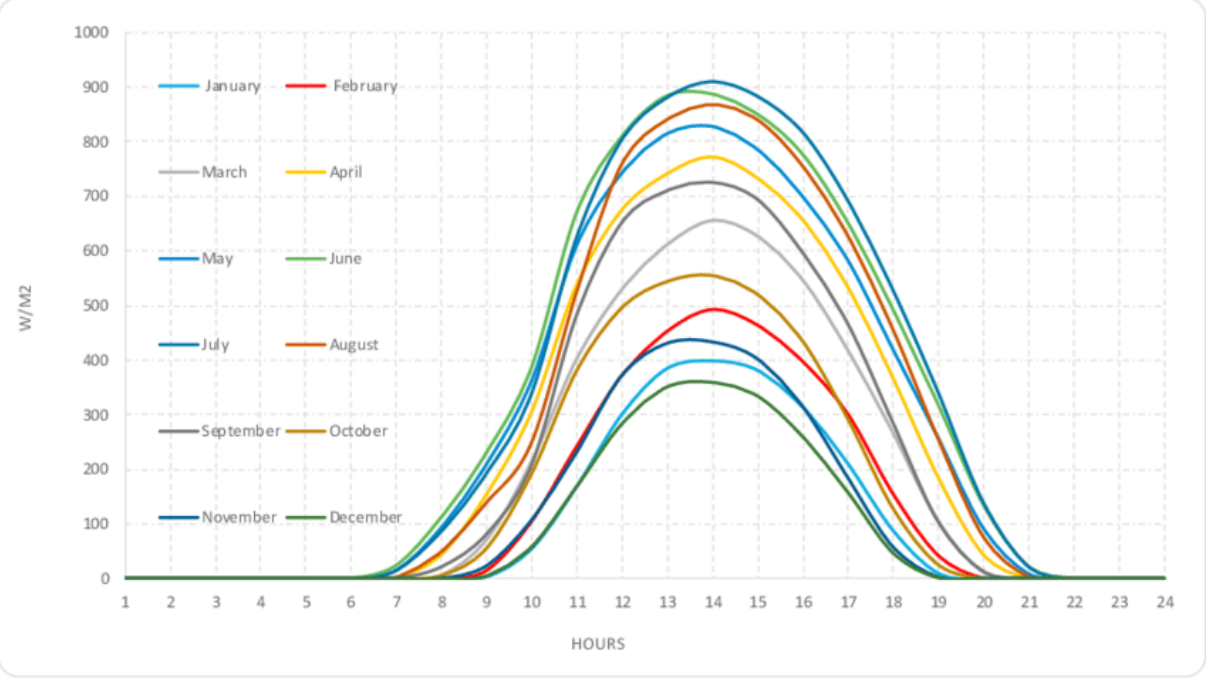


Figure 17 Évolution de l'irradiance solaire selon la date et le jour

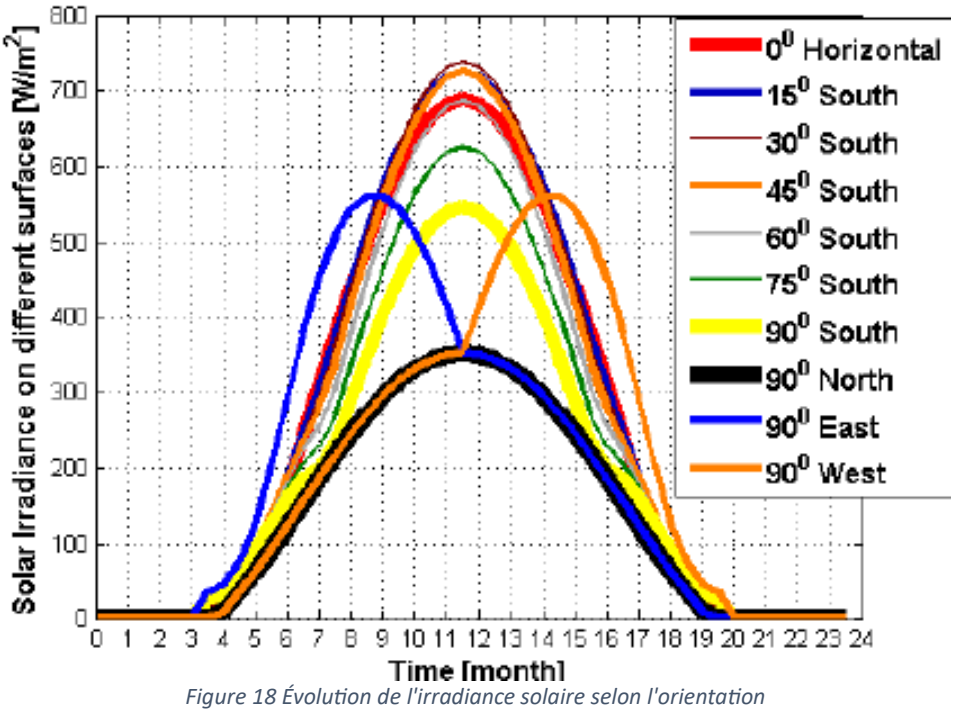


Figure 18 Évolution de l'irradiance solaire selon l'orientation

b. Transmission à travers des parois transparentes.

Les gains thermiques à travers les surfaces transparentes sont calculés de la manière que pour la paroi opaque. Néanmoins, il faut prendre en compte le facteur solaire des vitres g. De plus, l'irradiance solaire peut être réduite si des pare-soleil sont présents au-dessus de la fenêtre.

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

c. Gains en ventilation

Les gains de ventilation sont calculés de la même manière que les pertes de ventilation pour les besoins en chauffage des espaces (voir paragraphe 2.ii)

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

d. Gains internes

Le gain interne représente tout l'apport de chaleur dû aux occupants, à l'éclairage et aux appareils électriques. Pour un immeuble résidentiel, les gains internes totaux peuvent être déterminés en fonction du nombre d'occupants dans les bâtiments, comme indiqué dans **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**.

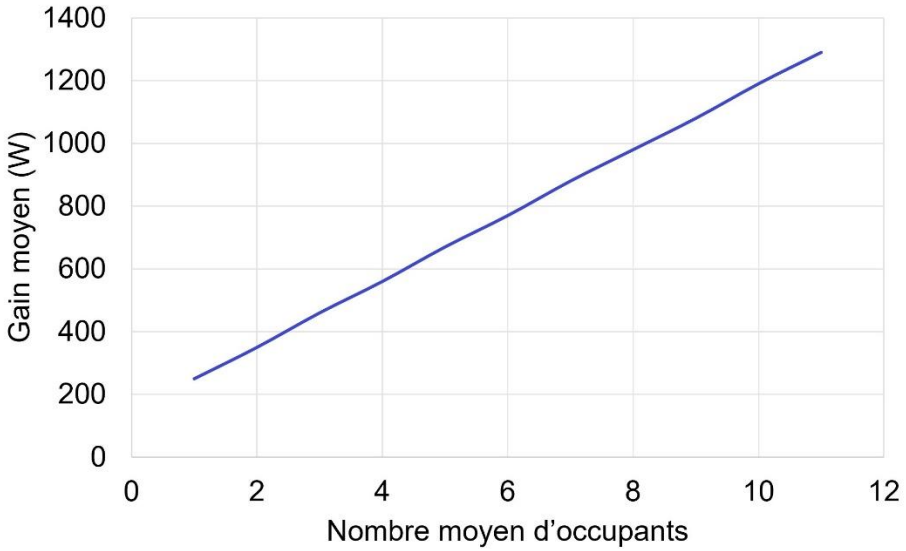


Figure 19 Gains internes totaux pour un immeuble résidentiel selon le nombre d'occupants [7]

3. Demande d'eau chaude sanitaire

Un réseau de chauffage urbain ne fournit pas seulement le chauffage des espaces mais aussi l'eau chaude sanitaire (ECS). Comme la demande de chauffage, la demande de ECS peut être déterminée par calcul. L'approvisionnement en ECS doit remplir deux conditions principales : le confort et la santé. En effet, l'alimentation en ECS doit respecter les besoins en volume journalier, débit instantané et température. De plus, L'ECS produite doit respecter des conditions sanitaires telles qu'éviter de la propagation de la légionelle. La légionelle est une bactérie mortelle qui se développe dans l'eau stagnante entre 20°C et 55°C. Ainsi, l'ECS produite doit être d'au moins 55°C ou 60°C selon la norme et la ECS doit toujours être en mouvement.
Ce chapitre vise à concevoir la production et les besoins des ECS en tenant compte des contraintes détaillées ci-dessus.

a. Consommation d'eau chaude sanitaire

L'alimentation en ECS doit être à une température stable et immédiatement disponible à un débit suffisant. La consommation d'ECS se caractérise par des volumes extraits très variables et un débit instantané selon le moment de la journée et les usages. Néanmoins, les consommations d'ECS sont toutes identifiée par une période de consommation faible ou nulle suivie d'une ou plusieurs périodes de consommation variable. La **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** présente des exemples des courbes de consommation typiques d'ECS pour différents types de bâtiments.

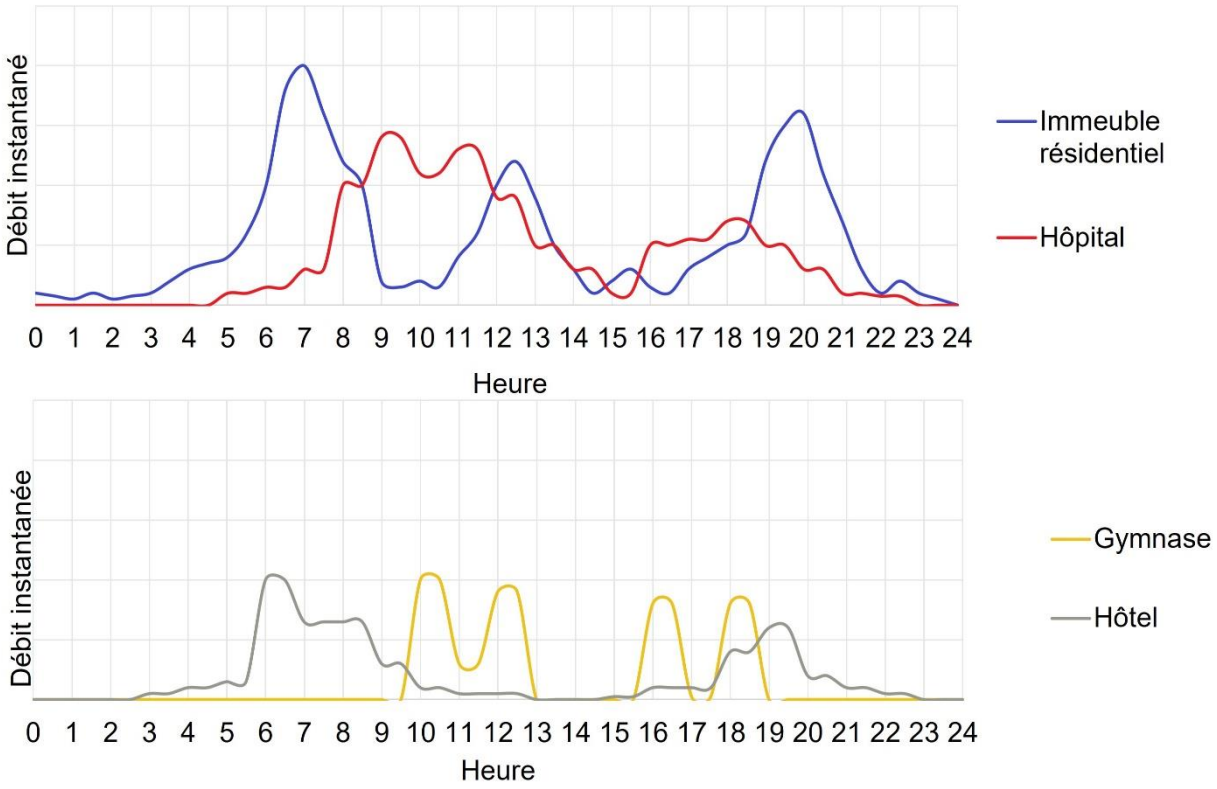


Figure 20 Exemple de profil de consommation de ECS pour différents types de bâtiments [8]

Ces graphiques montrent que tous les schémas diffèrent en termes de volume consommé par jour et de débit instantané nécessaire. De plus, ils se caractérisent par des périodes de consommation de pointe et de faible demande, mais pour des heures différentes de la journée. Ainsi, les habitudes de consommation dépendent du type de bâtiments et plus précisément du nombre et du type d'équipements (évier, douche, baignoire, lave-vaisselle, ...) et de leur utilisation.
Pour dimensionner la production d'ECS, le schéma de consommation volumique quotidienne peut être séparée en 3 périodes distinctes, comme montré sur la **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**.

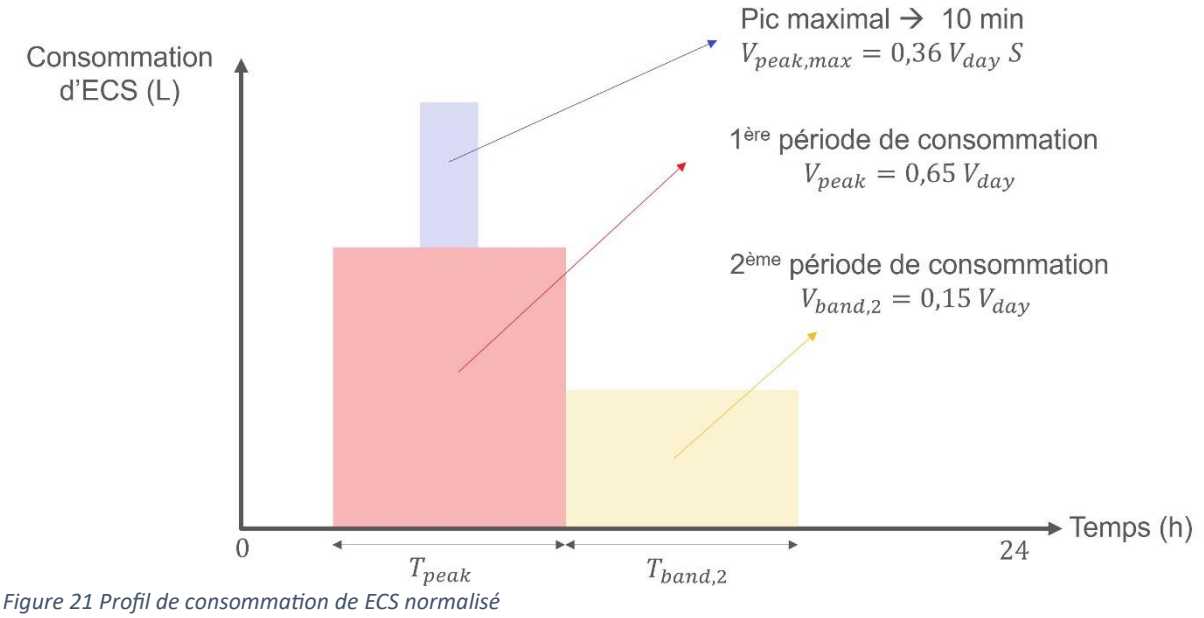


Figure 21 Profil de consommation de ECS normalisé

La période maximale de pic est celle où le débit instantané est plus élevé. Ce débit correspond à celui utilisé pour concevoir les tuyaux du réseau ECS dans le bâtiment. Le pic maximal peut durer entre 2 et 25 minutes selon le type de bâtiment ou le nombre de logements dans les bâtiments résidentiels (4,32 min pour 10 logements, 12,5 min pour 100 logements, 18,27 min pour 200 logements). Pour simplifier, dans tous les cas, la durée maximale de la consommation maximale $T_{peak,max}$ est fixée à 10 minutes, car c'est la durée choisie pour dimensionner l'équipement d'alimentation en ECS. Le volume d'ECS consommé pendant le pic maximal $V_{peak,max}$ correspond à 36 % de la consommation quotidienne V_{day} d'un immeuble résidentiel (39 % pour les hôpitaux, dortoirs, bureaux), corrigé par un facteur de simultanéité S.

$$V_{peak,max} = \begin{cases} 0.36 * V_{day} * S & for\ residental\ buiding \\ 0.39 * V_{day} * S & for\ non\ residental\ buiding \end{cases}$$

Le facteur de simultanéité est utilisé pour modéliser la probabilité que tous les équipements nécessitant de ECS soit utilisé simultanément. Plus le nombre d'équipements est grand, plus la probabilité que tous les équipements soit utilisé simultanément est faible. La définition mathématique de ce facteur sera donnée dans la section suivante. De la même manière, le débit instantané maximal peut être calculé en L/h :

$$\dot{q}_{peak} = \begin{cases} 0.36 * V_{day} * S * 6 & for\ residental\ buiding \\ 0.39 * V_{day} * S * 6 & for\ non\ residental\ buiding \end{cases}$$

La deuxième période de consommation est la plus importante. Elle se déroule sur une durée T_{peak} calculée en fonction de la quantité d'équipements dans les bâtiments. La définition de T_{peak}sera présentée plus tard. Le volume de ECS consommé durant cette période V_{peak} correspond à 65 % de la consommation quotidienne pour les bâtiments résidentiels et 78 % pour les autres bâtiments.

$$V_{peak} = \begin{cases} 0.65 * V_{day} & for\ residental\ buiding \\ 0.78 * V_{day} & for\ non\ residental\ buiding \end{cases}$$

La dernière période de consommation correspond à 15 % de la consommation quotidienne pour tous les cas.

La consommation quotidienne d'ECS peut être déterminée en connaissant tout l'équipement des bâtiments. **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** présente la consommation moyenne quotidienne d'équipements classiques.

Tableau 4 Consommation quotidienne de ECS de plusieurs équipements [8]

Équipement	Unité	Consommation quotidienne (L)	Débit instantané (L/min)
Évier individuel	1 robinet d'eau chaude	40	6
Évacuation collective	1 robinet d'eau chaude	120-240	3-6
Baignoire	1 baignoire	120	20
Douche individuelle	1 douche	80	15
Douche collective	1 douche	300	10
Évier de cuisine	1 robinet d'eau chaude	60	12
Lave-vaisselle	1 repas	4	10
Rondelle individuelle	1 rondelle	50	25

Rondelle collective	1 rondelle	200-340	25

Ainsi, la consommation quotidienne de ECS est la somme de tout l'équipement présent dans le bâtiment. Cependant, parfois tout l'équipement n'est pas connu, pour surmonter cet obstacle, un module peut être déterminé. Un module est un ensemble de points de soutirage (équipements) susceptibles d'être utilisés régulièrement par un groupe de personnes identifiables, des exemples sont donnés dans **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**.

Tableau 5 Exemple de module ECS [8]

Type de bâtiments	Module	Exemple	Description	Consommation quotidienne (L)
Bâtiment résidentiel	1 Logement	Appartement d'une pièce	1 douche 1 évier de cuisine	95
		Appartement de 3 pièces	1 Baignoire 1 évier de cuisine 1 évier individuel	180
Hôtel	1 Chambre	Hôtel *	1 Douche	90
		Hôtel ***	Baignoire	160
Bureau	10 employés		1 Évier collectif	40
Hôpital	1 lit		1 évier individuel 0.1 Baignoire Drain collectif de 0,5	112

Ainsi, la consommation quotidienne d'ECS des bâtiments est la somme de la consommation quotidienne de modules $V_{day,module}$ par le nombre de modules N:

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

Pour ne pas surestimer la consommation de ECS, un facteur de simultanéité S doit être calculé. Ce facteur dépend du nombre de modules (c'est-à-dire le nombre d'équipements ou de points de soutirage) décrits par l'équation suivante :

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

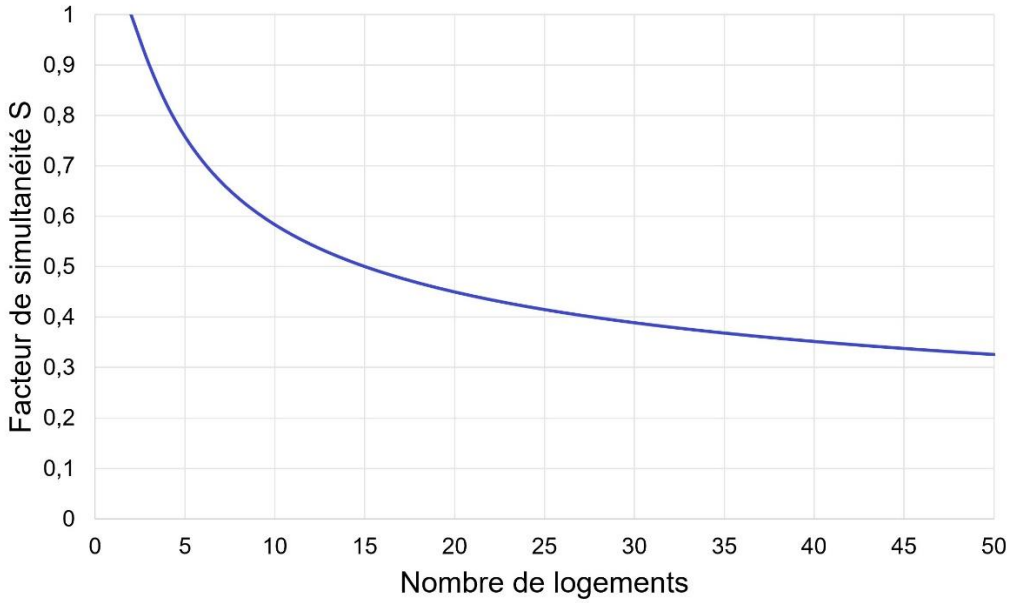


Figure 22 Évolution du facteur de simultanéité selon le nombre de logements

L'évolution du facteur de simultanéité selon le nombre de logements dans un immeuble résidentiel est présentée dans **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**. De la même manière, le temps de durée maximale T_{peak} (h) peut également être calculé comme suit :

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

Ainsi, comme montré sur la **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** la durée maximale augmente avec le nombre de modules.

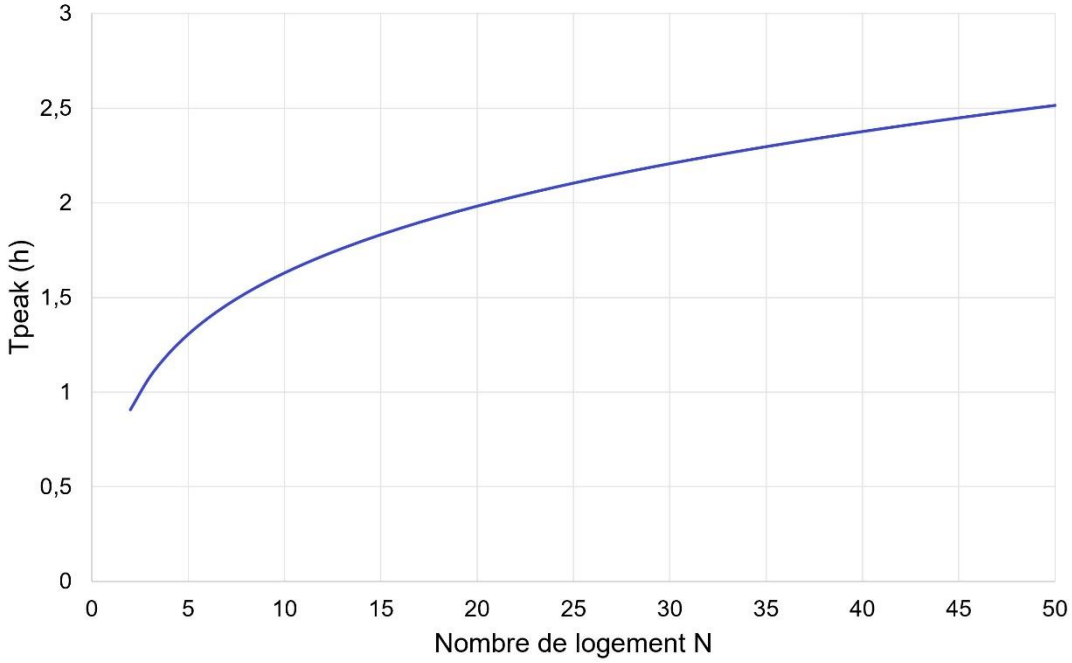


Figure 23 Évolution de la durée de pointe selon le nombre d'habitations

Ces formules (facteur de simultanéité et temps de durée maximale) ne sont pas vrai pour :

- Installations sportives $T_{peak} = 30\ min$ max et $S = 1$
- Internat et hôpital maximum et $T_{peak} = 2\ h\ S = 0.25$
- Internat max et $T_{peak} = 1\ h\ S = 1$

b. Production d'eau chaude sanitaire

Une fois le débit instantané maximal et la consommation volumique quotidienne d'ECS déterminés, le dimensionnement et la conception de la production peuvent être fait. La consommation énergétique d'ECS E_{DHW} (kWh) est exprimée comme suit :

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

Avec la capacité thermique volumique de l'eau Cp (kWh/m^3.K), T_{DHW} la température d'alimentation en eau chaude (°C) (c'est-à-dire entre 55°C et 60°C) et T_{CW} la température de l'eau froide provenant des réseaux d'eau. La température de l'eau froide évolue au fil du temps,la **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** présente l'évolution de la température de l'eau froide en France.

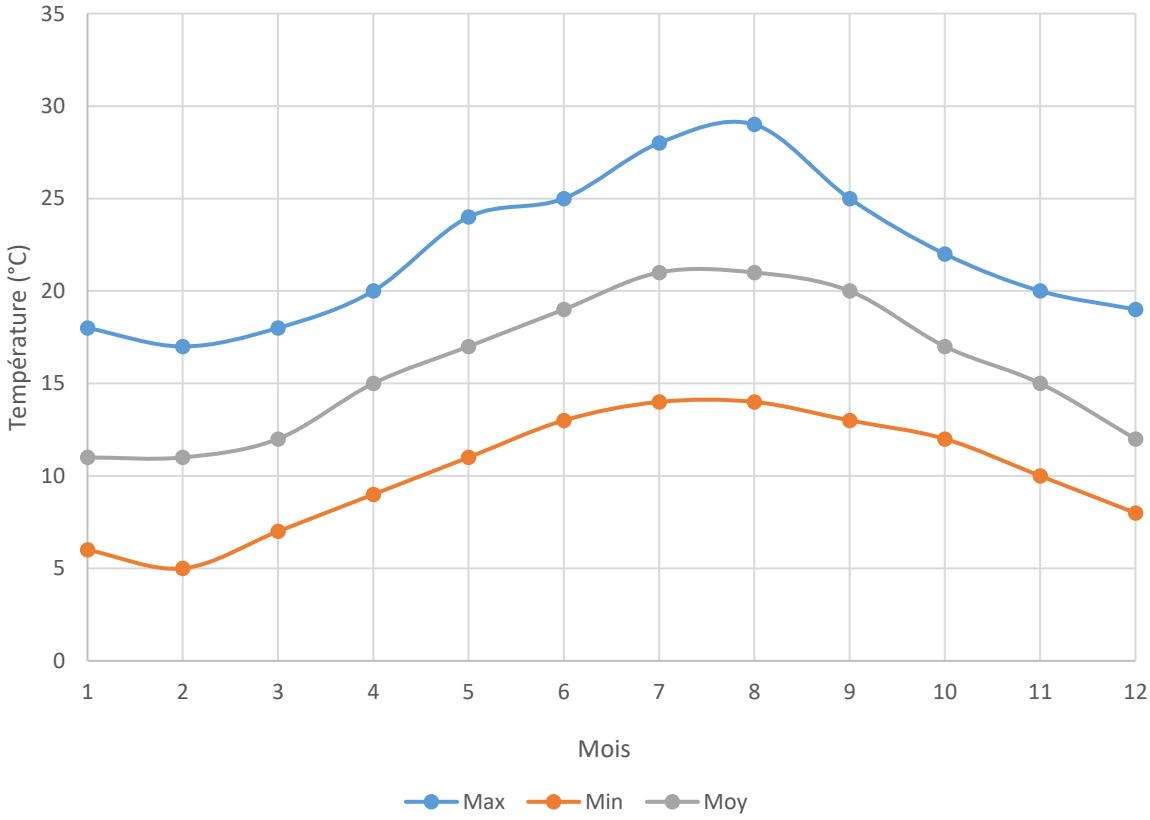


Figure 24 Évolution de la température de l'eau froide tout au long de l'année dans les climats français (Paris) [8]

Ensuite, la puissance de dimensionnement de l'échangeur de chaleur fournissant de l'ECS doit être déterminé. Cette valeur dépend du schéma hydraulique de l'alimentation en ECS. En effet, quatre façons de fournir le ECS sont couramment utilisées et seront décrites ci-dessous.

i. Production instantanée

La production instantanée d'ECS consiste à utiliser uniquement un échangeur de chaleur entre le réseau ECS du bâtiment et la production de chaleur (le réseau primaire pour un réseau de chauffage urbain) sans ballon (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

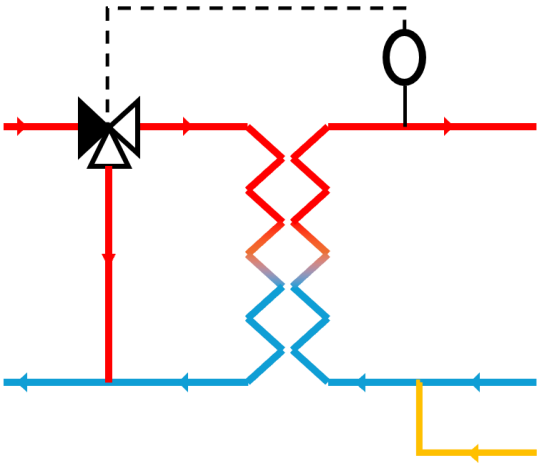


Figure 25 Système d'un approvisionnement instantané en ECS

Ainsi, l'échangeur de chaleur est dimensionné pour pouvoir chauffer de l'eau froide à 10°C à 55 ou 60°C n'importe quand, spécifiquement pendant le pic de consommation maximal quotidien. Par conséquent, la puissance de dimensionnement $\dot{Q}$ peut être calculée comme suit :

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

La $T_{peak,max}$ durée du pic maximal de consommation égal à 10 minutes. Cette technique d'alimentation en ECS a l'avantage de prendre très peu de place et d'être peu coûteuse. Mais la puissance de dimensionnement est importante et souvent bien supérieure à celle nécessaire pour couvrir les besoins en chauffage des bâtiments.

ii. Production semi-instantanée

La production semi-instantanée consiste à utiliser un échangeur de chaleur couplé à un ballon capable de couvrir totalement ou partiellement les besoins en volume de ECS pendant le pic maximal de consommation. Un schéma hydraulique est présenté dans **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**.

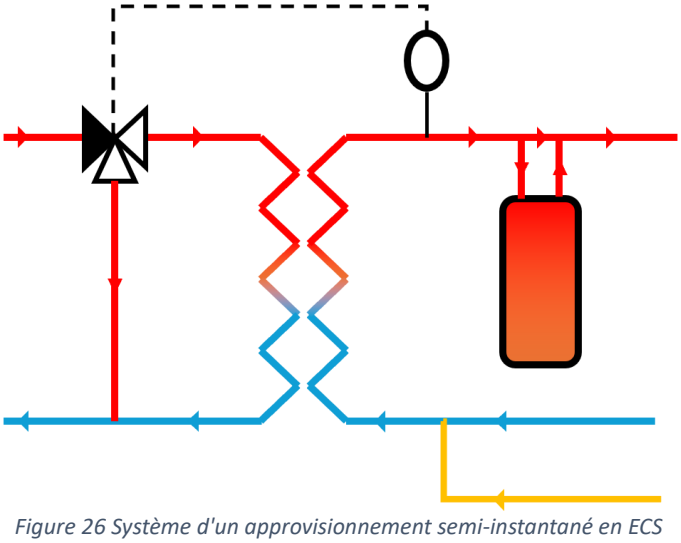


Figure 26 Système d'un approvisionnement semi-instantané en ECS

La puissance de dimensionnement de l'échangeur de chaleur semi-instantané dépend de la taille du réservoir de stockage. La puissance de dimensionnement $\dot{Q}_{SI}$ (W) et la puissance minimale $\dot{Q}_{SI,min}$ peuvent s'exprimer comme suit :

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

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

En conséquence, le volume du réservoir de stockage Ca varie de 0 à $V_{peak,max}$. Cette technique d'alimentation en ECS a l'avantage de réduire la puissance requise à l'échangeur de chaleur. Mais l'espace nécessaire est plus élevé et c'est plus coûteux.

iii. Production semi-accumulée

La production semi-accumulée consiste à utiliser un échangeur de chaleur couplé à un ballon capable de couvrir totalement ou partiellement les besoins en volume ECS pendant la période T_{peak} et au moins les besoins en volume ECS pendant le pic maximal de consommation. Un schéma hydraulique est présenté dans **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**.

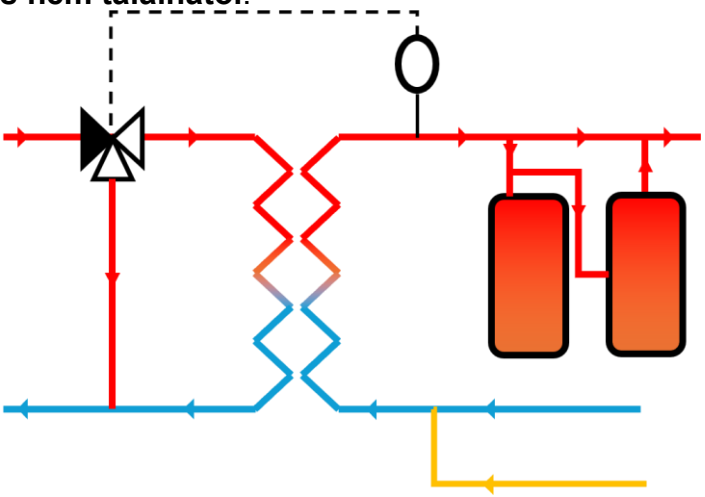


Figure 27 Schéma d'une réserve semi-accumulée de ECS

La puissance de dimensionnement de l'échangeur de chaleur semi-accumulée dépend de la taille du ballon. La puissance de conception $\dot{Q}_{SA}$ (W), la puissance minimale $\dot{Q}_{SA,min}$ et la puissance maximale $\dot{Q}_{SA,max}$ peuvent s'exprimer ainsi :

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

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

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

En conséquence, le volume du réservoir de stockage Ca varie de $V_{peak,}$ à $0.5\ V_{day,}$. Pour éviter l'eau stagnante, une conduite de recirculation est utilisée. Le débit de recirculation $\dot{m}_{recirculation}$ est réglé pour maintenir au moins 55 °C dans le réseau secondaire ECS. Ainsi, la puissance nécessaire à la recirculation est :

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

Cette technique d'alimentation en ECS présente l'avantage de réduire la puissance requise à l'échangeur de chaleur et d'être simple. Mais l'espace nécessaire est plus élevé et c'est plus coûteux.

iv. Production en accumulation

La production en accumulation consiste à utiliser un échangeur de chaleur couplé à un ballon capable de couvrir totalement ou partiellement les besoins quotidiens en volume de ECS et au moins les besoins en volume ECS pendant la période T_{peak}.
Un schéma hydraulique est présenté dans **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**.

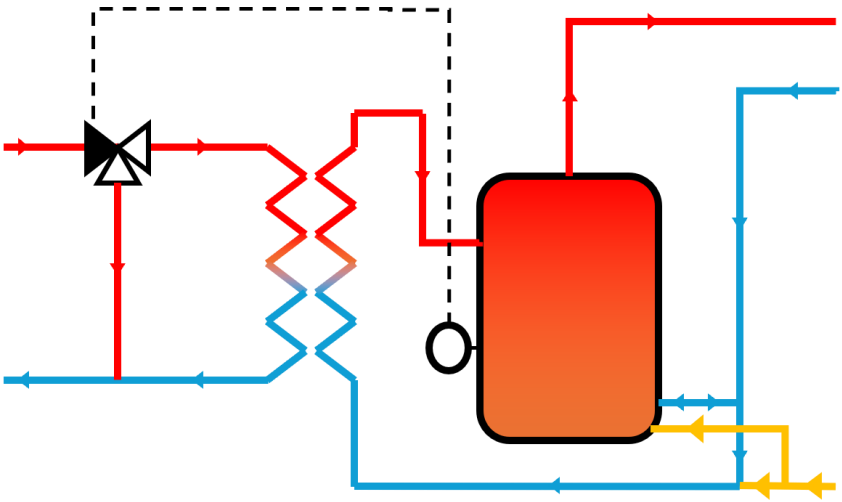


Figure 28 Schéma d'une réserve d'accumulation de ECS

En pratique, le ballon est dimensionné de manière à assurer le chauffage du ballon en 8 heures. La puissance de dimensionnement de l'échangeur de chaleur en accumulation dépend de la taille du ballon. La puissance de dimensionnement $\dot{Q}_A$ (W), la puissance minimale $\dot{Q}_{A,min}$ et la puissance maximale $\dot{Q}_{A,max}$ peuvent s'exprimer ainsi :

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

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

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

Cette technique d'alimentation en ECS présente l'avantage de réduire la puissance requise à l'échangeur de chaleur et d'être simple. Mais l'espace nécessaire est plus élevé et le plus coûteux. De plus, il est nécessaire d'ajouter une boucle de recyclage qui induit des pertes de chaleur continues.
Toutes les équations sont résumées dans le **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**.

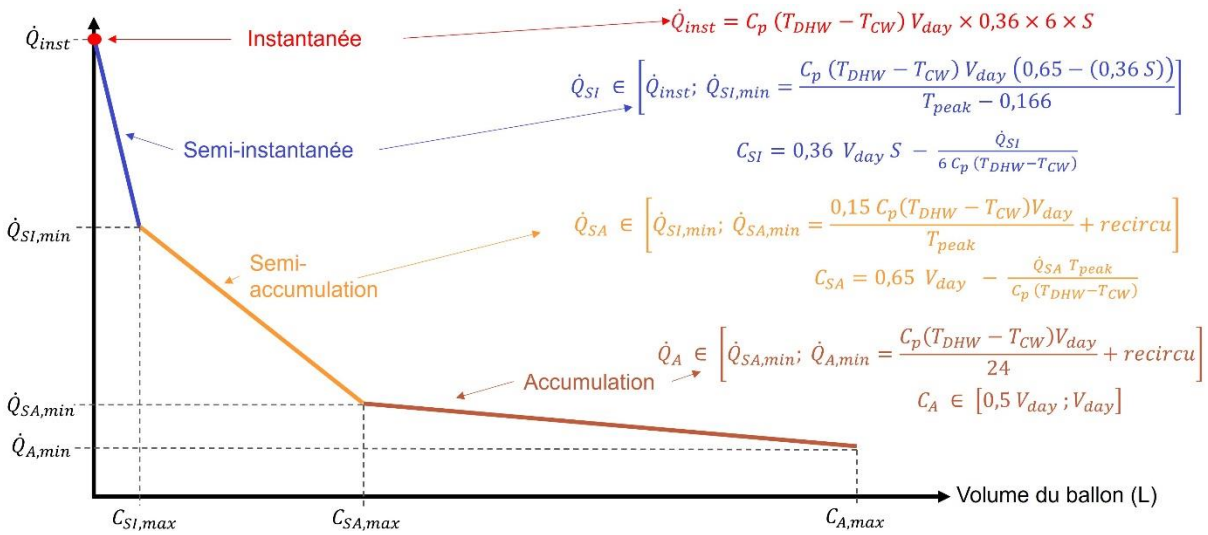


Figure 29 Résumé des différents types de techniques d'alimentation en ECS

4. Systèmes hydrauliques côté bâtiment

Cette section se concentre sur toutes les opérations et équipements situés entre les espaces occupés (pièces à chauffer ou à refroidir) et la sous-station. Les configurations et systèmes hydrauliques possibles ainsi que leurs usages sont très variés et nombreux. Cette section n'a pas pour but d'être exhaustive, seules les solutions les plus courantes seront discutées. Le fonctionnement et le dimensionnement des émetteurs (radiateurs, plancher chauffant et rafraichissant, ventilo-convecteur), du réseau hydraulique, des vannes et des pompes seront couverts. Les sections suivantes sont basées sur l'utilisation classique des systèmes hydrauliques classiques des bâtiments français et sur les normes européennes.

a. Émetteurs de chaleur

Dans les bâtiments reliés à des RDC, on utilise généralement trois émetteurs de chaleur différents : radiateurs, planchers chauffants et ventilo-convecteurs. Chacun de ces appareils répond aux besoins de chauffage du bâtiment en chauffant l'air intérieur grâce à de l'eau chaude. Néanmoins, ils n'assurent pas le confort thermique de la même manière. En effet, les radiateurs et les planchers chauffants chauffent une pièce par rayonnement et convection qui impactent les murs et la température de l'air, alors que le ventilo-convecteur ne chauffe que l'air. Cela permet au radiateur et au plancher chauffant de diffuser une chaleur plus homogène et douce. Le radiateur reste l'émetteur de chaleur le plus utilisé, il bénéficie d'un prix bas et d'une installation facile, mais il occupe beaucoup d'espace dans une pièce et ne peut généralement pas servir à la climatisation. Le plancher chauffant est un émetteur de chaleur répandu car il n'est pas encombrant et il peut être utilisé pour climatiser. Néanmoins, ces émetteurs sont coûteux et présentent une forte inertie qui pourrait ne pas convenir à certains bâtiments. Le ventilo-convecteur bénéficie des mêmes avantages que le plancher chauffant, mais il est moins cher et l'efficacité énergétique est moindre. Les émetteurs affecteront toutes les opérations du réseau de chaleur ou de froid. En effet, le choix et le dimensionnement des émetteurs en fonction de la

puissance maximale requise détermineront la température d'alimentation et le débit massique requis.

i. Radiateurs

Les radiateurs sont des systèmes qui permettent de fournir de la chaleur via de l'eau chaude circulant à l'intérieur de celui-ci. Il se caractérise par sa teneur élevée en eau. IL peut être construit avec différents matériaux (fonte, acier, aluminium, pierre, ...) et peut prendre diverses formes (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).



Figure 29 Exemple de radiateurs

Selon la norme européenne EN 442, la puissance transmise par un radiateur est donnée par [9] :

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

Où $\dot{Q}_{radiator}$ est la puissance échangée (W), UA est le coefficient d'échange global (K/W), ΔT est la différence de température (K) entre la température intérieure (T_{indoor}) et la température moyenne de l'eau à l'intérieur du radiateur $T_{moy,rad}$. La température moyenne de l'eau est calculée comme la température moyenne entre les températures de l'eau d'entrée et de sortie du radiateur. n est le coefficient caractérisant le type de radiateur :

- $n = 1.3$ pour radiateurs classiques
- $1.1 < n < 1.3$ pour les convecteurs
- $n = 1$ pour les unités de ventilateur

Selon l'équation précédente, la puissance transférée par le radiateur dépend de la surface d'échange, du coefficient d'échange global, de la température de l'eau et de la température intérieure. La température intérieure est fixée par l'occupant. Pour améliorer la diffusion de la chaleur, la plus grande surface d'échange possible est nécessaire. Ainsi, les radiateurs ont souvent des formes spécifiques avec beaucoup de tuyaux et d'ailettes (voir Figure 31).

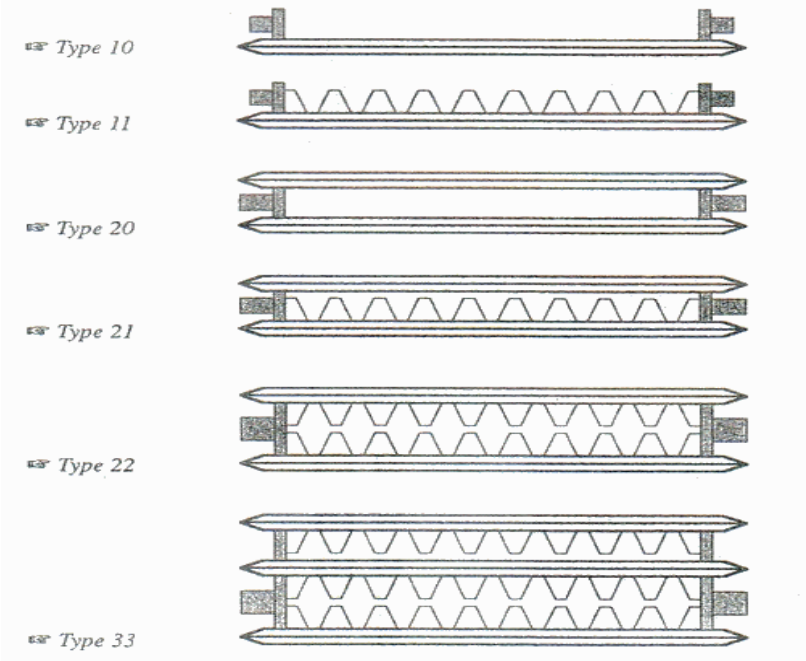


Figure 30 Exemples de surface d'échange de radiateur

La puissance échangée par un radiateur dépend du coefficient global de transfert U . Ce coefficient est calculé via le mode de transfert de chaleur. Un radiateur interagit avec son environnement par convection naturelle et rayonnement. Ainsi, un radiateur chauffe non seulement l'air intérieur mais aussi les murs, permettant ainsi de diffuser une chaleur plus confortable. Environ 30 % du transfert de chaleur se fait par rayonnement et 70 % par convection.
Un radiateur est principalement défini par son régime de température et plus précisément par la température de l'eau d'entrée/sortie au point de dimensionnement. Ainsi, un radiateur 80/60 signifie qu'à la température extérieure de dimensionnement (-7°C par exemple en France), la température de l'eau du radiateur est égale à 80°C à l'entrée et 60°C à la sortie. Un radiateur à haute température fonctionne à 80/60 ou 75/55 °C, il correspond souvent à d'anciens émetteurs avec un faible coefficient de transfert global. Au contraire, un radiateur à basse température fonctionne à 60/40 ou 55/45 °C, ils correspondent à la nouvelle génération de radiateurs utilisés dans les bâtiments neufs ou rénovés. Pour la même puissance de chauffage, un radiateur à basse température a une surface plus grande qu'un radiateur à haute température (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

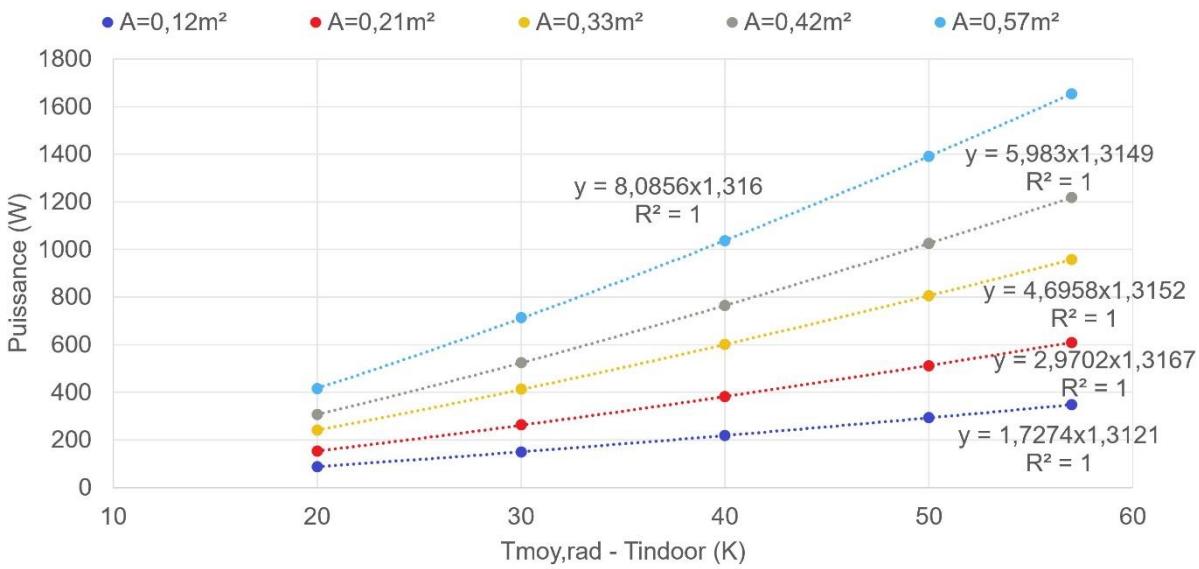


Figure 31 Puissance fourni par un radiateur classique en fonction de la surface d'échange et de la température de l'eau

Le choix du type de radiateurs en fonction de la puissance de chauffage nécessaire imposera le débit massique maximal d'eau chaude circulant dans le radiateur :

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

En général, un émetteur de chaleur est conçu pour fournir la puissance maximale de chauffage de requise dans la pièce où il est installé. En réalité, cette puissance maximale n'est pratiquement jamais nécessaire et la puissance délivrée par les radiateurs doit régulée. Pour atteindre la température intérieure requise selon les conditions extérieures, la température d'entrée du radiateur est contrôlée par une loi d'eau.
Ce contrôle est réglé pour réduire la température d'entrée du radiateur en fonction de l'augmentation de la température extérieure. En effet, comme le besoin de chauffage est thermosensible, plus la température extérieure est élevée, moins il est nécessaire de chauffer. Ainsi, comme la relation entre la température extérieure et les besoins de chauffage est essentiellement linéaire, l'évolution de la température d'entrée du point de consigne est également linéaire. La loi de la température d'entrée est établie selon deux points : au point de dimensionnement (température extérieure), la température d'entrée est égale à celle de dimensionnement et, lorsque la température extérieure est égale à la température intérieure requise (coupure du chauffage), la température d'entrée du radiateur est équivalente à la température intérieure requise. Par exemple, pour une température extérieure de dimensionnement de -7°C, une température intérieure de 20°C et un radiateur 80/60 :

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

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

La **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** montre deux lois de contrôle de la température d'entrée pour un radiateur 80/60 et un radiateur 55/45.

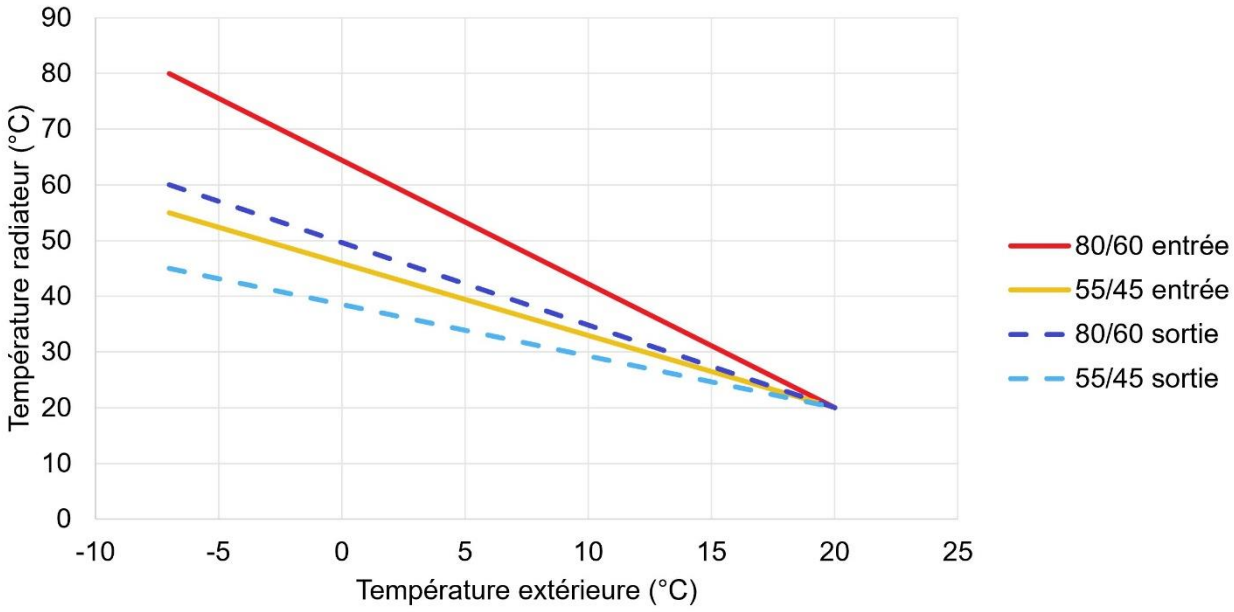


Figure 32 Températures d'alimentation du radiateur en fonctionnement

La température d'entrée n'est pas le seul paramètre de contrôle. Car la puissance de chauffage nécessaire ne dépend pas seulement de la température extérieure. En effet, à petite échelle, les gains ou pertes de chauffage dus au comportement des occupants ou aux gains solaires affectent la puissance de chauffage nécessaire, quelle que soit la température extérieure. Ainsi, pour garantir un confort thermique, le débit massique d'eau passant par le radiateur est également contrôlé grâce à une vanne à deux ou trois voies (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

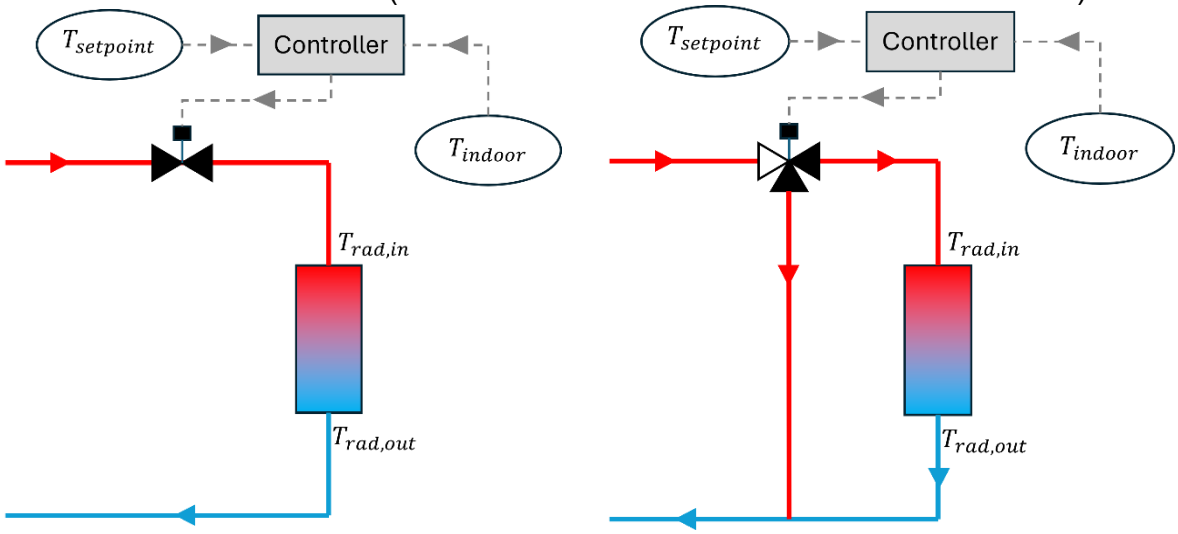


Figure 33 Régulation hydraulique des radiateurs (avec un vanne 2 voies à gauche, avec une vanne 3 voies à droite)

Ainsi, la température intérieure réelle d'une pièce est mesurée et comparée à une température de point de consigne. Selon la différence entre le point de consigne et la température mesurée, la vanne s'ouvre ou se ferme pour contrôler le débit. Ainsi, la température de consigne intérieure sera atteinte selon l'équation suivante :

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

ii. Plancher chauffant

Les planchers chauffants sont des systèmes qui permettent de fournir de la chaleur via l'eau chaude circulant à l'intérieur du plancher dans des tuyaux. Pour homogénéiser la chaleur au sol, les tuyaux sont disposés en forme d'escargot (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)



Figure 34 Exemple d'un plancher chauffant

Un plancher chauffant est composé de 4 couches comme montré dans **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**.

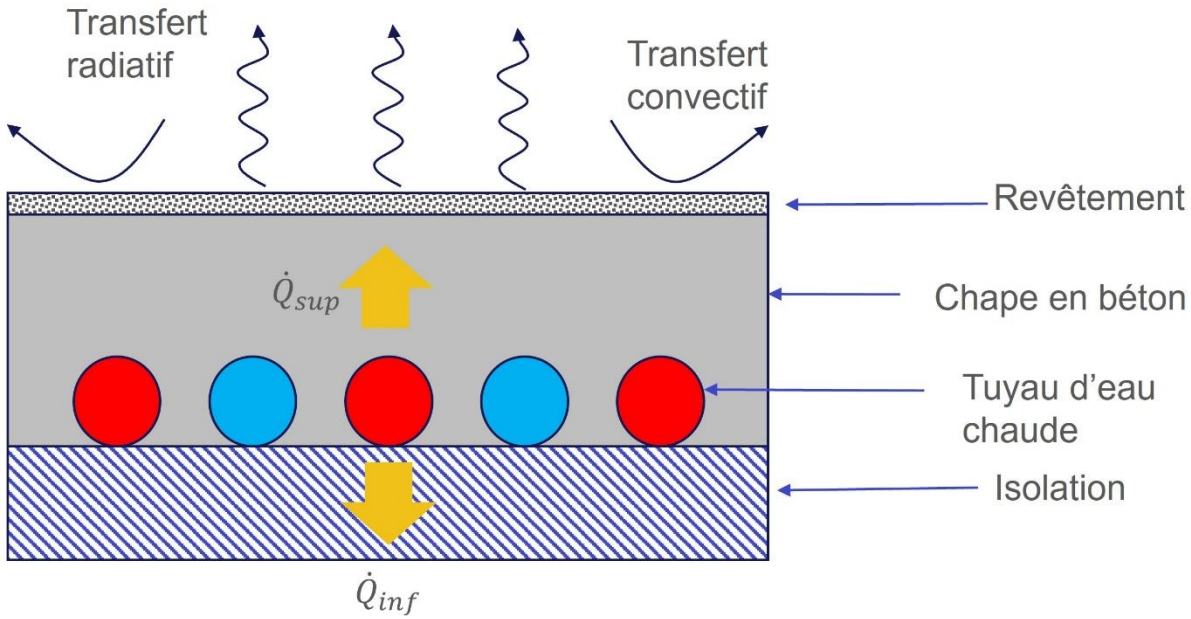


Figure 35 Schéma d'un plancher chauffant

Les tuyaux qui transportent l'eau chaude sont intégrés dans une chape en béton. Une couche isolante est installée en dessous pour réduire la perte de chaleur vers le bas et plutôt diriger davantage de chaleur vers la pièce à chauffée. Le **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** représente le schéma thermoélectrique du plancher chauffant :

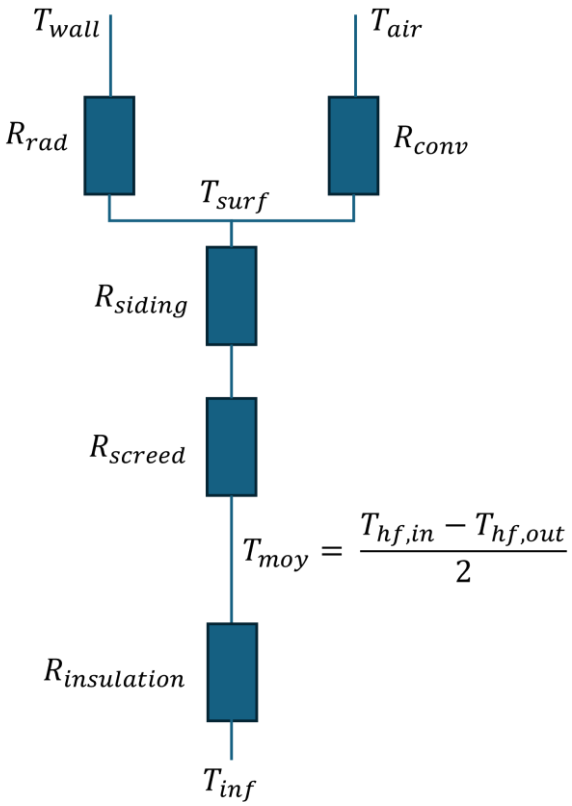


Figure 36 Schéma thermoélectrique d'un plancher chauffant

Selon la figure précédente, la puissance échangée par le plancher chauffant peut s'exprimer ainsi :

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

Où $\dot{Q}_{hf}$ représente l'échange de puissance par le plancher chauffant (W), $\dot{Q}_{sup}$ et $\dot{Q}_{inf}$ représentent le flux de chaleur allant respectivement vers la pièce à chauffer et vers le bas. $\dot{m}_{hf}$ représente le débit d'eau dans le plancher chauffant (kg/s), Cp la capacité thermique massique (KJ/K/kg) et $T_{hf,in}$ et $T_{hf,out}$ représentent respectivement les températures de l'eau d'entrée et de sortie dans le plancher chauffant.

La puissance effectivement utilisée pour le chauffage des espaces est $\dot{Q}_{sup}$. $\dot{Q}_{inf}$ est considéré comme des pertes dans ce cas, il peut s'exprimer ainsi :

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

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

Où T_{moy} est la température moyenne de l'eau sur le plancher chauffant (K), T_{surf} la température à la surface du plancher chauffant (K), T_{inf} la température de l'élément sous l'isolant (K). R_{screed}, R_{siding} et $R_{insulation}$ respectivement la résistance thermique (K/W) du revêtement, de la chape et de l'isolation.

La puissance échangée par un plancher chauffant dépend du coefficient global de transfert U. Ce coefficient est calculé via le mode de transfert de chaleur. Un plancher chauffant interagit avec son environnement par convection naturelle et rayonnement. Ainsi, un sol chauffant chauffe non seulement l'air intérieur mais aussi

les murs, permettant de diffuser une chaleur plus confortable. Approximativement, les transferts de chaleur par rayonnement représentent 70 % et par convection 30 % de la chaleur totale échangée.
Contrairement au radiateur, le plancher chauffant bénéficie de sa grande surface. Ainsi, le plancher chauffant peut fonctionner à une température plus basse que les radiateurs. De plus, pour des raisons de santé, la température de surface ne peut pas dépasser 28°C. Ainsi, selon la norme européenne EN ISO 13370 [10], le régime de température du plancher chauffant est de 35/30 (c'est-à-dire $T_{hf,in} = 35°C \; and \; T_{hf,out} = 30°C$) à la température extérieure de dimensionnement.
Comme pour le radiateur, la température d'entrée et le débit sont contrôlés pour répondre aux besoins en puissance et en température intérieure. La température d'entrée est contrôlée de la même manière que celle du radiateur (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

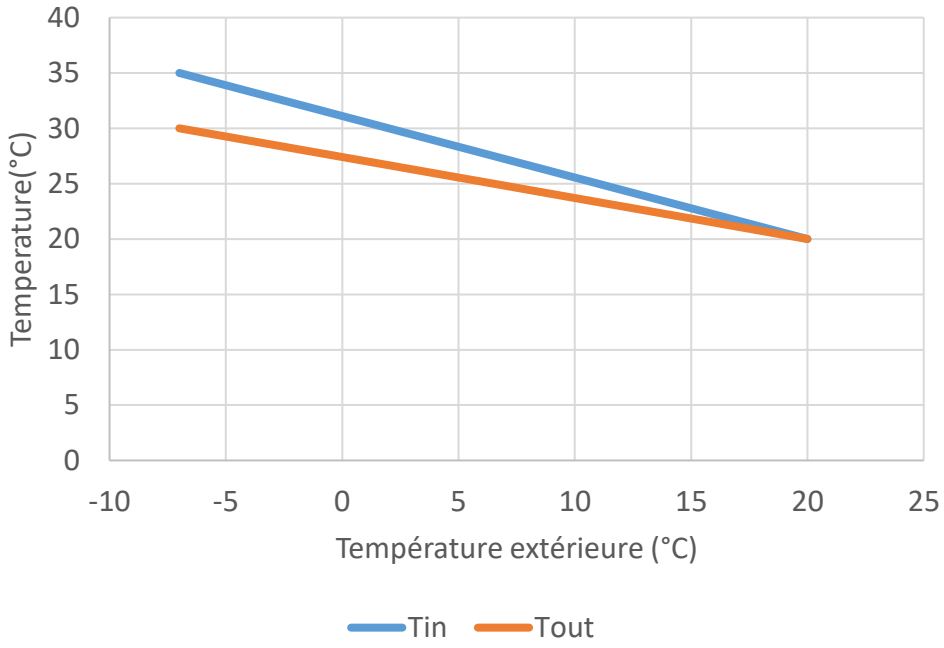


Figure 37 Température de chauffage au sol

Le débit est également contrôlé pour atteindre la température intérieure requise et respecter la contrainte de température de surface. Généralement, une vanne à trois voies est placée à l'entrée du plancher chauffant pour réguler le débit et refroidir la température d'entrée avec le débit de sortie afin de respecter les contraintes (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

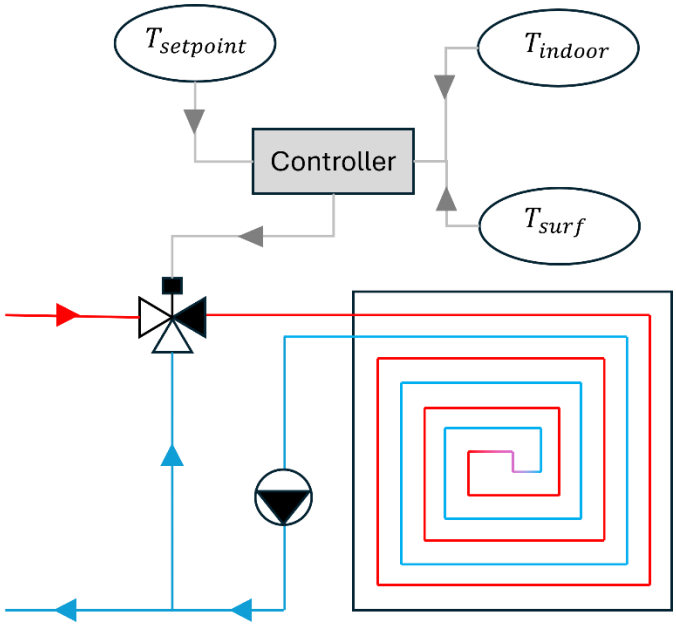


Figure 38 Régulation hydraulique du plancher chauffant

iii. Ventilo-convecteur

Les ventilo-convecteurs sont des systèmes qui permettent de fournir de la chaleur via de l'eau chaude circulant à l'intérieur d'un échangeur de chaleur qui transfère la chaleur à l'air intérieur circulant à travers un ventilateur.

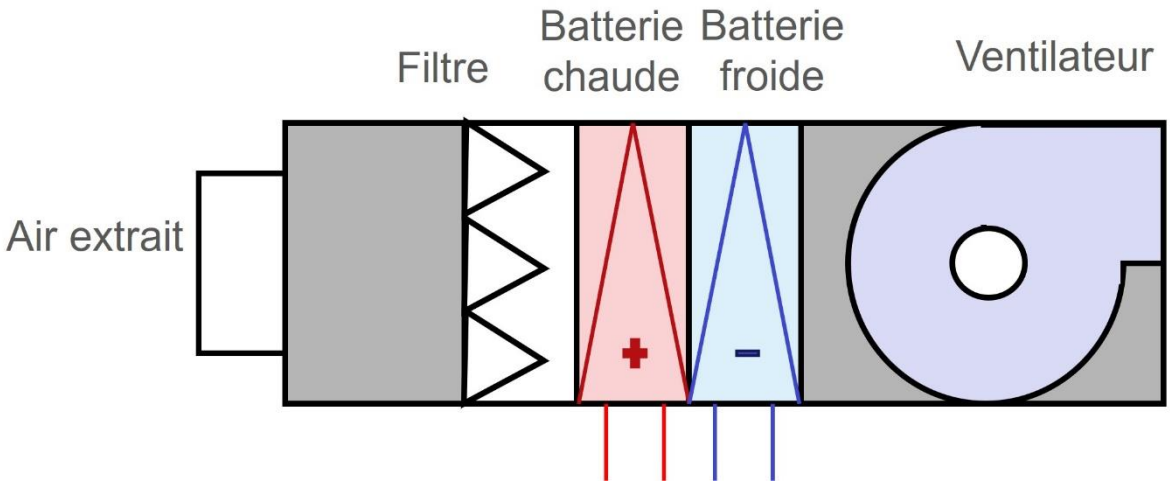


Figure 39 Schéma d'un ventilo-convecteur

Un ventilo-convecteur est composé d'un ventilateur, d'un ou deux échangeurs de chaleur, d'un bac de collecte de condensats et d'un filtre (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). Il peut fournir soit du chauffage, soit du refroidissement en utilisant le même échangeur de chaleur ou deux échangeurs distincts. Le chauffage peut également être fourni par une résistance électrique. Comparé à un radiateur, l'échange de chaleur est meilleur. En effet, les ventilo-convecteurs fonctionnent en convection forcée, ce qui permet un meilleur coefficient de convection thermique. Ainsi, le régime de température est de 50/40 pour une température intérieure de 20°C puisse souffler l'air jusqu'à 35°C (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

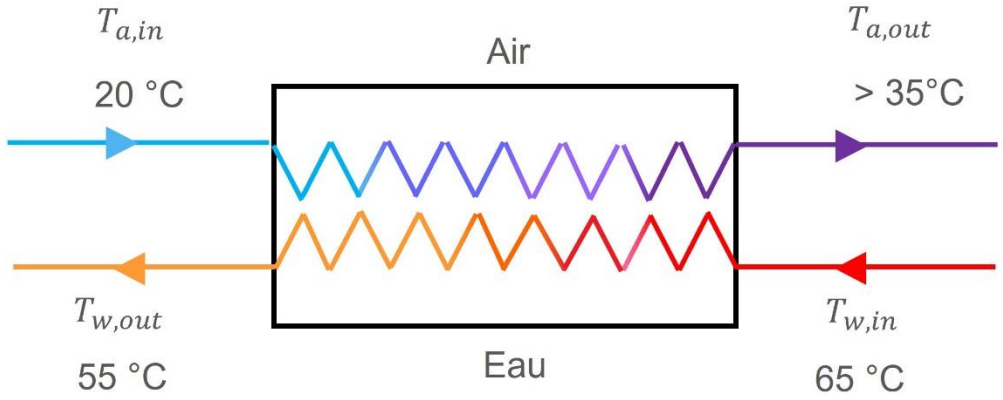


Figure 40 Schéma de la batterie thermique

Les équations régissant le transfert de chaleur sont les équations d'un échangeur de chaleur classique en contre-courant.

$$\dot{Q} = \dot{m}_a Cp_a \left(T_{a,out} - T_{a,in}\right)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_w Cp_w \left(T_{w,in} - T_{w,out}\right)$$

$$E = \frac{\dot{Q}}{min(\dot{m}_a Cp_a;\ \dot{m}_w Cp_w)\left(T_{w,in} - T_{a,in}\right)}$$

Si un seul échangeur de chaleur est utilisé pour chauffer et refroidir les pièces, la température d'entrée et de sortie de l'eau chaude doit être redéfinie. En effet, en mode refroidissement, le régime de température est de 7/12°C, c'est-à-dire une différence de température de 5°C, ce qui entraîne un surdimensionnement de l'échangeur de chaleur en mode chauffage. Ainsi, pour éviter les sous-performances en mode chauffage, le régime de température doit être repensé pour correspondre à la même différence de température qu'en mode refroidissement. Les ventilo-convecteurs doivent fonctionner avec un régime de température de 50/40°C ou 35/30°C en mode chauffage.

Comme pour un radiateur, la température d'entrée et le débit sont contrôlés pour répondre aux besoins en puissance et en température intérieure. La température d'entrée est contrôlée de la même manière que celle du radiateur (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

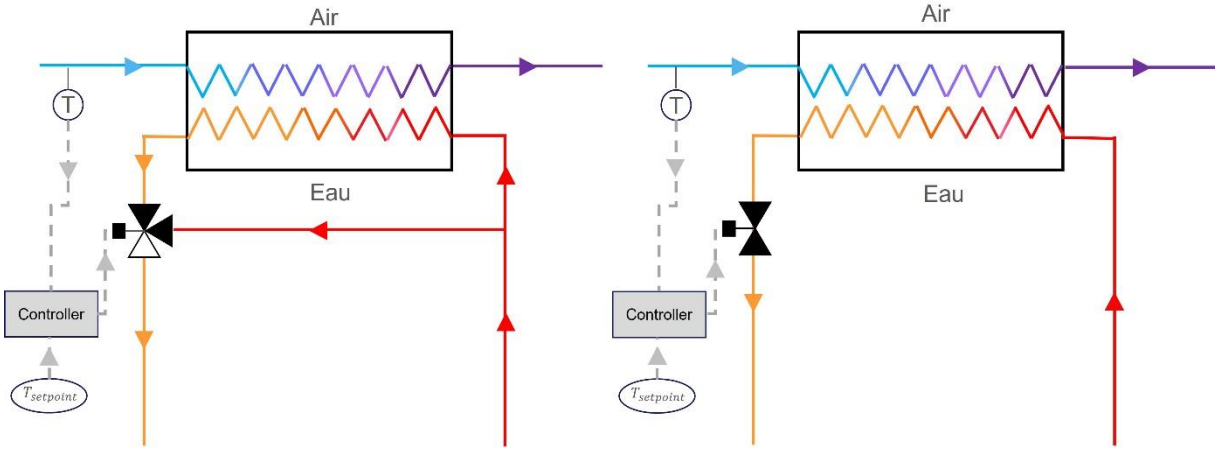


Figure 41 Régulation hydraulique d'un ventilo-convecteur (configuration de vannes à trois voies à gauche et configuration à deux voies à droite)

b. Émetteurs de froid

Dans les bâtiments reliés à des réseaux de froid, trois émetteurs froids différents sont généralement utilisés : plafonds rafraichissants, planchers rafraichissants et ventilo-convecteurs. Chacun de ces appareils répond aux besoins de refroidissement en rafraîchissant l'air intérieur grâce à de l'eau froide. Ces trois types d'émetteurs diffèrent par leur capacité à gérer le condensat et par leurs capacités de transfert de chaleur. En effet, les plafonds et sols rafraichissants refroidissent une pièce par rayonnement et convection qui affectent le mur et la température de l'air, tandis que le ventilo-convecteur ne fait que refroidir l'air. Par conséquent, le confort thermique est géré différemment puisque le corps échange de la chaleur à la fois par rayonnement avec les parois et par convection avec l'air. De plus, les plafonds et sols rafraichissants nécessitent des températures d'eau plus élevées pour éviter la condensation, ce qui limite la capacité de refroidissement disponible mais entraîne un refroidissement plus homogène et doux. Puisque les ventilo-convecteurs (FCU) peuvent récupérer le condensat, ils fonctionnent généralement à des régimes de température de 7/12°C, ce qui leur permet d'avoir une meilleure capacité de refroidissement. Tous ces émetteurs sont réversibles. Enfin, le FCU est aussi moins cher et plus facile à installer.

i. Ventilo-convecteur

En mode refroidissement, les ventilo-convecteurs fonctionnent de la même manière qu'en mode chauffage. En effet, grâce à un échangeur de chaleur air/eau, l'air intérieur est refroidi par de l'eau froide avec un régime de température de 7/12°C.

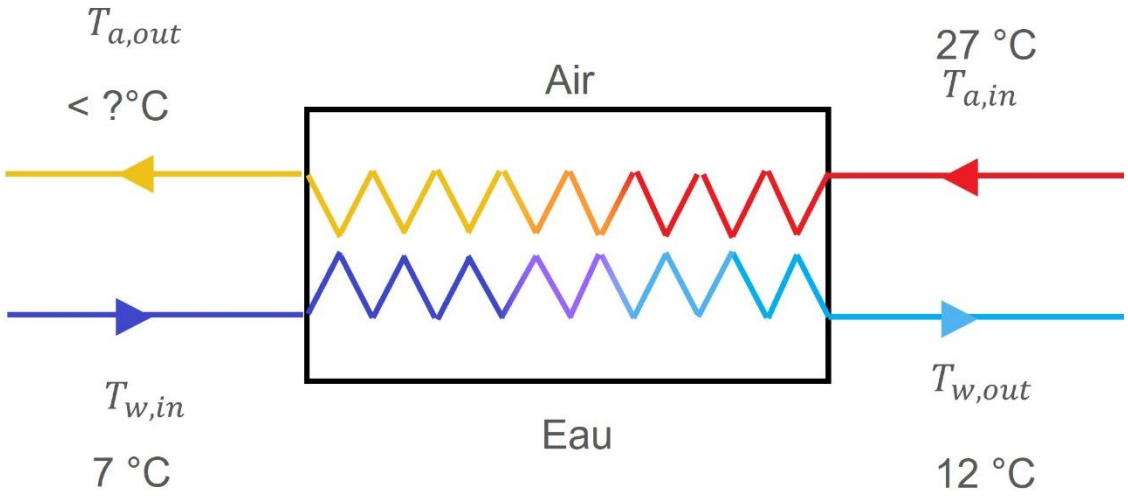


Figure 42 Schéma de la batterie froide

Néanmoins, en mode refroidissement, comme l'air intérieur contient de l'eau, une condensation est possible. En effet, si l'air est rafraîchi en dessous de la température du point de rosée, l'air se condense et l'énergie fournie par l'eau froide est utilisée pour refroidir l'air (service souhaité) et l'humidité de l'air est partiellement condensée (un service inutile). Un diagramme de l'air humide est utilisé pour déterminer la température du point de rosée et le volume de condensat (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

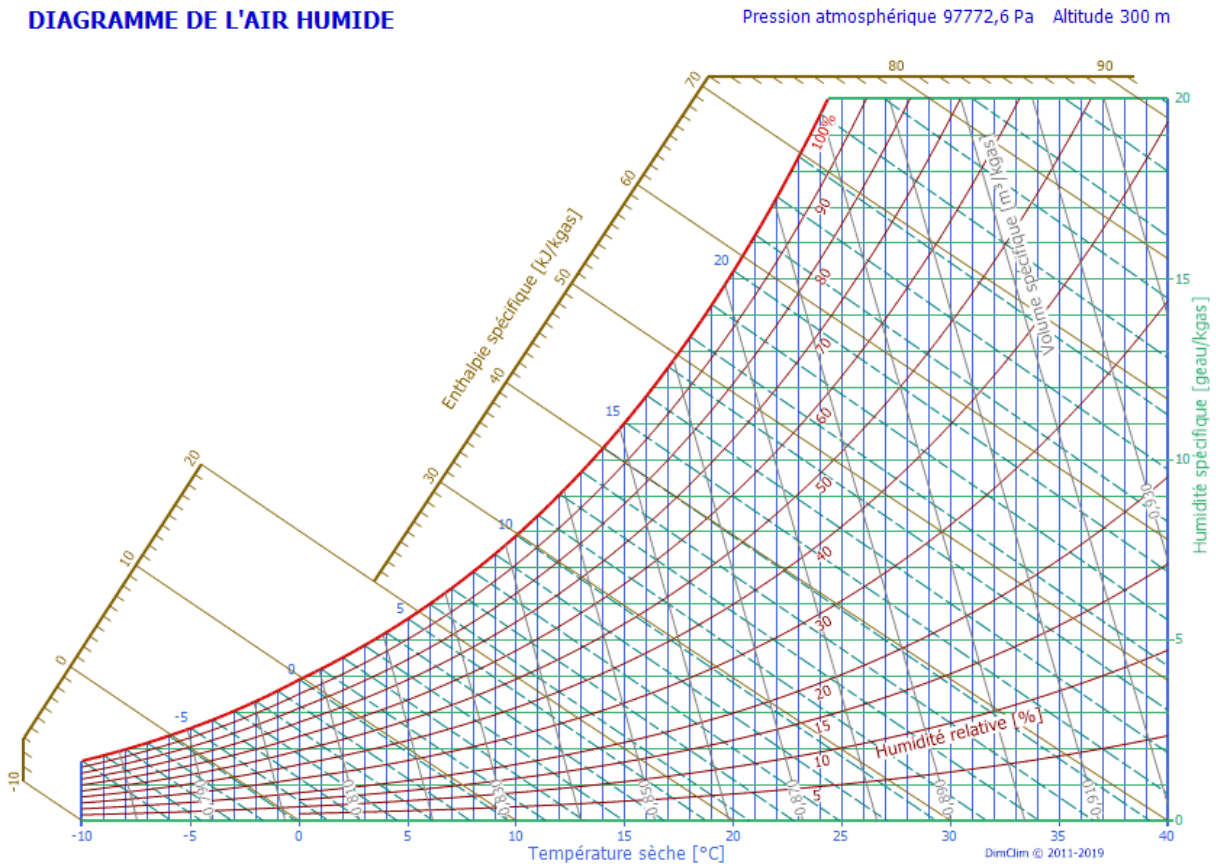


Figure 43 diagramme de l'air humide

Beaucoup de paramètres peuvent être lus à travers ce graphique. L'axe des x représente la température sèche θ_s [°C] (c'est-à-dire la température mesurée par un thermomètre simple), l'axe des y représente la teneur en humidité de l'air r [kg$_{\text{d'eau}}$/kg$_{\text{d'air sec}}$] :

$$r = \frac{m_{water}}{m_{dryair}} = 0.622\,\frac{p_v}{p - p_v}$$

Le teneur en humidité de l'air est le rapport entre les masses de vapeur et d'air sec. Elle peut être calculée à partir de la pression de vapeur partielle p_v [Pa] et de la pression totale de l'air humide p [Pa].

Sur le **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**, la ligne brune diagonale représente l'enthalpie spécifique [kJ/ kg$h_{\text{airair sec}}$]:

$$h = h_{dry\ air} + r h_{vapour} = \ Cp_{dry\ air}\ \theta_s + r\left(L_v + Cp_{vapor}\ \theta_s\ \right)$$

où $h_{dry\ air}$ [kJ/ kg$_{\text{d'air sec}}$] est l'enthalpie spécifique de l'air sec, h_{vapor} [kJ/ kg$_{\text{d'air sec}}$] est l'enthalpie spécifique de la vapeur, $Cp_{dry\ air}$ et Cp_{vapor} [kJ/ K.kg$_{\text{l'air sec}}$] la capacité thermique respectivement de l'air sec et de la vapeur, et L_v [kJ/ kg$_{\text{d'air sec}}$] la chaleur latente de vaporisation.

La ligne rouge représente l'humidité relative φ [%], le rapport entre la pression partielle de vapeur dans l'air p_v et la pression de vapeur de saturation à la même température $p_{v,s}$:

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

La ligne grise diagonale représente le volume spécifique v [m^3/kg$_{\text{d'air sec}}$].

Les autres variables sont déterminées par une construction graphique sur le diagramme de l'air humide. La température du point de rosée θ_{dp} [°C] est déterminée

par l'intersection de la ligne horizontale entre l'état intérieur (température sèche et humidité) et la courbe de saturation (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). La température humide θ_h [°C] est la température mesurée par un thermomètre dont le bulbe est recouvert de coton humide et placé dans un jet d'air (2 m/s). Sur le diagramme de l'air humide, elle peut être lue en suivant les lignes en point tillé proche des isenthalpes jusqu'à la courbe de saturation (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

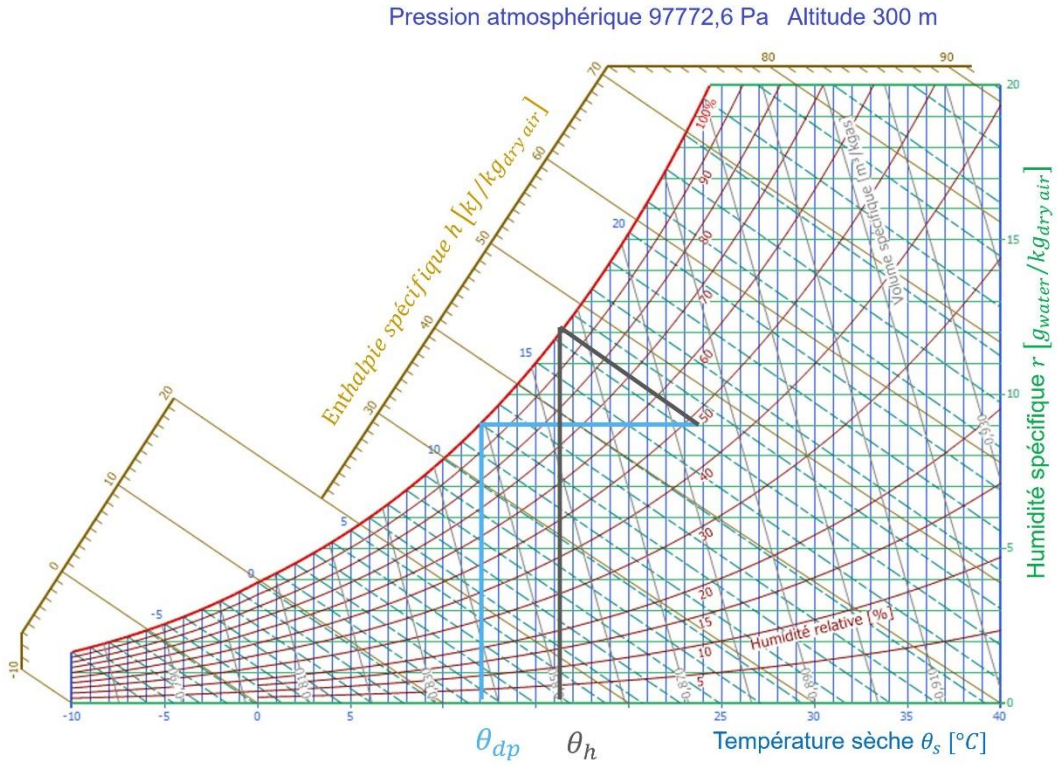


Figure 44 Tableau psychométrique de l'air humide

Les équations régissant le comportement de l'échangeur de chaleur en froid du ventilo-convecteur sont les mêmes que pour l'échangeur en chaud, sauf pour la puissance échangée côté air :

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{sensible} + \dot{Q}_{cond}$$
$$\dot{Q} = \dot{m}_{air}\, Cp_{air} \left(T_{a,in} - T_{a,out}\right) + \dot{m}_{cond}\, L_v$$
$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{air} \left(r_{a,in} - r_{a,out}\right)$$

Avec $\dot{Q}_{sensible}$ et $\dot{Q}_{cond}$ (W) respectivement la puissance sensible et la puissance de condensation, $\dot{m}_{cond}$ ($kg_{d'eau}/s$) le débit de condensat et $r_{a,in}$ $r_{a,out}$ [$kg_{d'eau}/kg_{d'air\ sec}$] la teneur en humidité respectivement à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur.

ii. Plancher et plafond rafraichissant

Le plancher et le plafond rafraichissant sont constitués de la même manière qu'un plancher chauffant (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** & **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). L'eau froide qui circule dans les tubes transmettra son énergie à plusieurs couches et la pièce sera refroidie par rayonnement et convection naturelle.

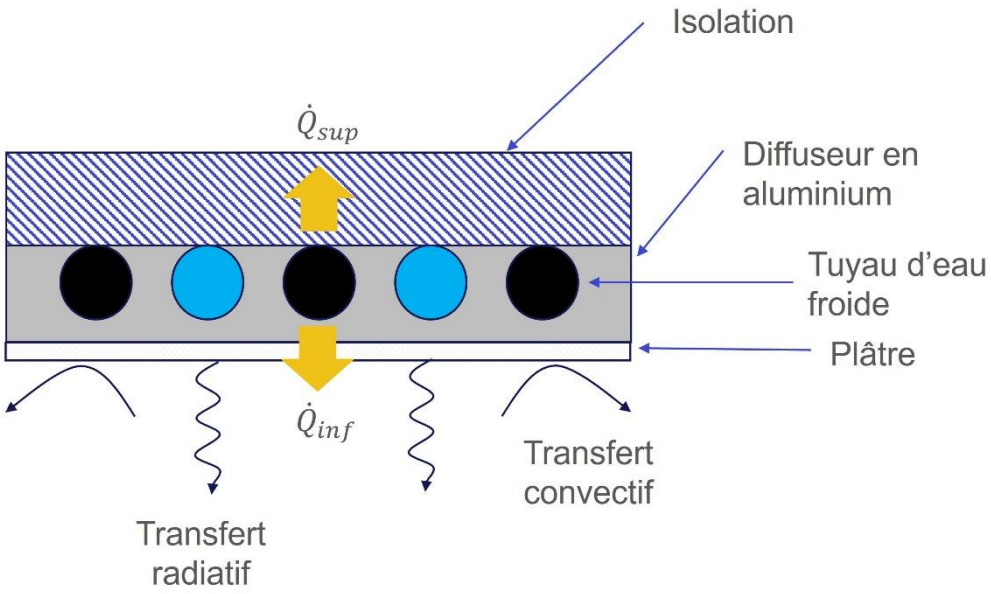


Figure 45 Schéma d'un plafond rafraichissant

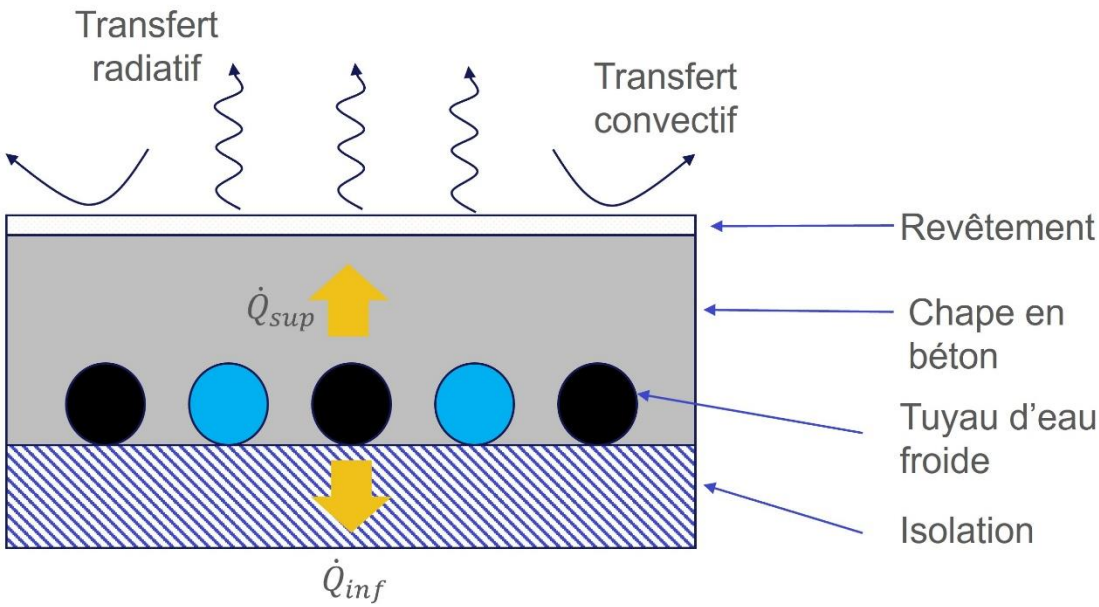


Figure 46 Schéma d'un plancher rafraichissant

Ainsi, les équations modélisant le transfert thermique sont similaires. Seule la valeur du coefficient de transfert changera ; Le coefficient de transfert de chaleur radiatif peut varier en fonction de l'émissivité de la surface et de sa température, et le coefficient de transfert de chaleur par convection diffère entre un plafond et un plancher. Comme pour le ventilo-convecteur, l'air intérieur peut se condenser au contact du plancher ou du plafond de refroidissement. Mais la condensation doit être évitée avec ces émetteurs pour empêcher que l'eau ne este sur le sol. Ainsi, le plancher et le plafond rafraichissant sont régulés afin de limiter leur température de surface à un minimum de 18°C dans les climats tempérés.

c. Réseau hydraulique

Cette section traite du réseau hydraulique côté secondaire d'un RDC. Habituellement, cette partie du réseau n'est pas souvent couverte car l'opérateur du réseau n'a généralement pas le contrôle dessus. Néanmoins, les systèmes de

distribution secondaires ont toujours un impact important sur l'ensemble du fonctionnement du RDC. Cette section vise à comprendre comment fonctionne la distribution hydraulique du côté secondaire. Ces systèmes hydrauliques sont composés de trois éléments clés : tuyaux, vannes et pompes.

i. Tuyaux

Un tuyau dans les systèmes hydrauliques côté bâtiment vise à distribuer l'eau chaude ou froide de la sous-station vers les émetteurs. Il est composé de tubes en acier ou PVC et d'isolation thermique (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** & **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)



Figure 47 Exemple de tuyau d'eau chaude dans un système hydraulique de bâtiment

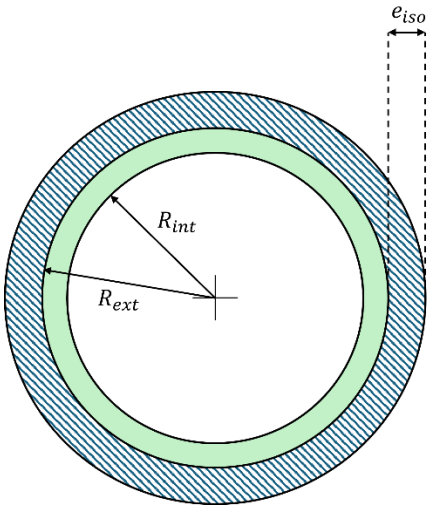


Figure 48 Schéma d'un tuyau

Un tuyau doit répondre à plusieurs contraintes :

- Avoir le plus petit diamètre possible pour réduire les coûts
- Minimiser les pertes de chaleur grâce à une épaisseur d'isolation suffisante
- Minimiser les pertes de charges pour diminuer la consommation de la pompe

Toutes ces contraintes sont considérées pour dimensionner un tuyau. Le premier point est de calculer le bon diamètre, en connaissant le débit massique maximal nécessaire dans la canalisation. En effet, ce paramètre influencera le coût, les pertes de chaleur et les pertes de charges. Dans la norme européenne, deux méthodes équivalentes sont décrites. La première consiste à limiter la vitesse de l'eau à l'intérieur du tube à $1\ m/s$. Cette limite permet de réduire le bruit de la circulation d'eau dans la conduite afin de maintenir un bon confort acoustique dans les bâtiments et d'éviter d'éventuelles vibrations de la canalisation. Ainsi, l'équation suivante est utilisée pour évaluer le diamètre intérieur du tuyau :[11]

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

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

Avec $\dot{m}_w$ le débit massique (kg/s), ρ la densité (kg/m^3), v la vitesse (m/s), S la section transversale de la conduite (m^2) et D_{int} le diamètre intérieur de la conduite (m)

Limiter la vitesse de l'eau permet également de réduire les pertes de charge selon l'équation de Darcy-Weisbach :

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

Avec Δp les pertes de charge (Pa), Λ le facteur de friction et L la longueur du tuyau (m).
Ainsi, la deuxième méthode pour dimensionner le diamètre du tuyau consiste à contraindre directement les pertes de charge plutôt que la vitesse. Habituellement, les pertes de charge linéaires doivent être inférieures à $100\ pa/m$. Ainsi, le diamètre est calculé à l'aide de l'équation suivante (Darcy-Weisbach) :

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

Avec

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

Avec Re le nombre de Reynolds
En pratique, le diamètre intérieur des tuyaux est normalisé. Le tuyau réel est choisi en sélectionnant le tuyau normalisé dont le diamètre est juste au-dessus de celui calculé. Le **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** présente les équivalences entre diamètre normalisé et diamètre intérieur.

Diamètre normalisé	Diamètre intérieur (mm)	Diamètre extérieur (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

Tableau 6 Relation entre le diamètre nominal DN d'un tuyau et le diamètre intérieur et extérieur

Ensuite, selon le diamètre extérieur du tuyau, l'épaisseur de l'isolation thermique peut être déterminée selon la norme européenne EN 15316-3. Selon la classe d'isolation souhaitée, la norme propose la conductance thermique linéaire à atteindre (voir Figure 50).

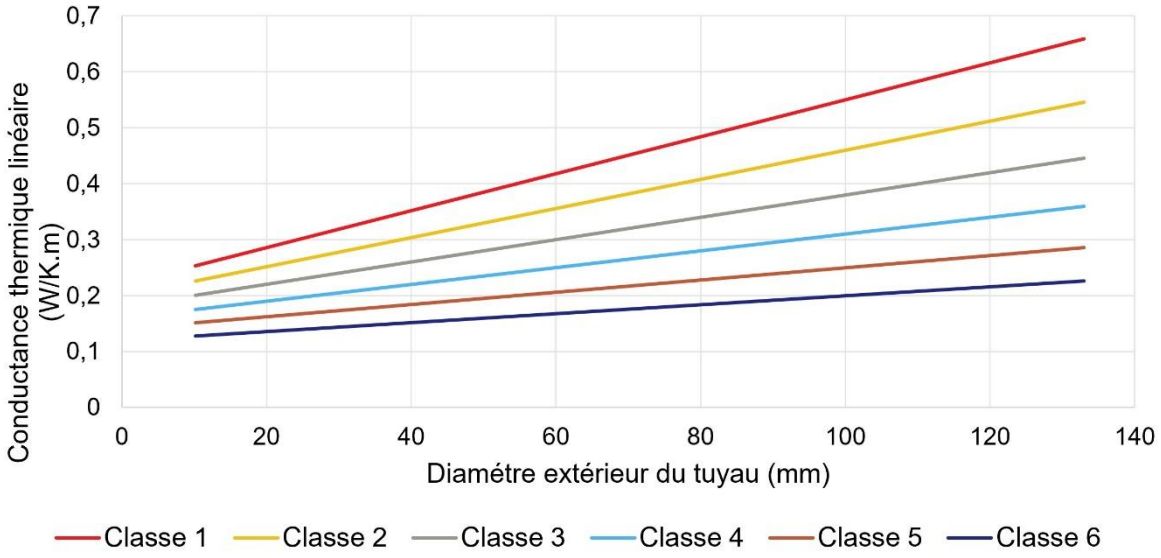


Figure 49 Évolution de la conductance thermique linéaire du tuyau selon le diamètre extérieur du tuyau et la classe d'isolation

La classe d'isolation correspond à un niveau de perte de chaleur ; plus la classe est élevée, moins les pertes thermiques seront importantes (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

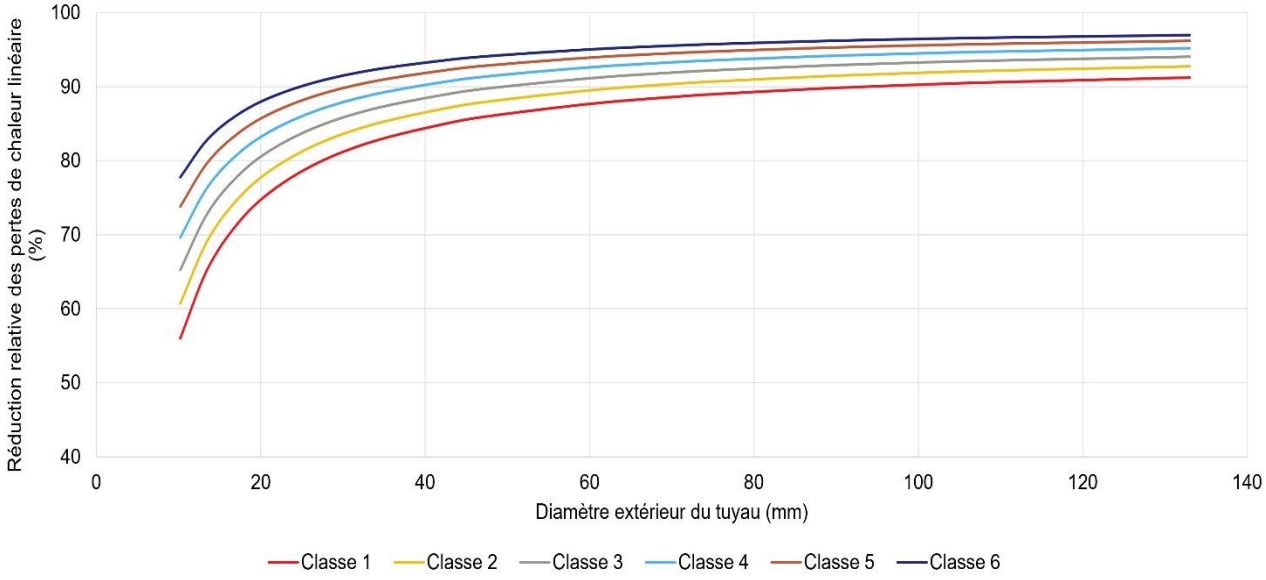


Figure 50 Évolution du relatif

Connaître le diamètre extérieur du tuyau et la conductance thermique linéaire pour obtenir l'épaisseur de l'isolation thermique peut être évalué selon l'équation suivante, en négligeant le transfert de chaleur convectif à l'intérieur du tuyau, puisque le coefficient de transfert de chaleur convectif pour l'eau sous convection forcée est bien plus élevé que pour l'air sous convection naturelle :

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

Avec U_l la conductance thermique linéaire $(W/K.m)$, e_{iso} l'épaisseur de l'isolation thermique (m), R_{ext} le rayon extérieur du tuyau (m), λ_{iso} la conductivité thermique de

l'isolation ($W/K.m$) et h le coefficient de convection thermique à l'extérieur du tuyau ($W/K.m^2$).
Une fois toutes les dimensions géométriques des tuyaux du réseau hydraulique côté bâtiment déterminées, les pertes de charge réelles au point de dimensionnement doivent être calculées. En effet, il est important de vérifier si le débit massique requis est atteint dans tous les émetteurs afin d'éviter un inconfort thermique. Ainsi, l'émetteur le plus désavantagé (c'est-à-dire les émetteurs ayant le plus de pertes de charge cumulées) risque de fonctionner avec un débit inférieur à celui requis au point de dimensionnement. C'est ce qu'on appelle le déséquilibrage hydraulique (voir Figure 52)

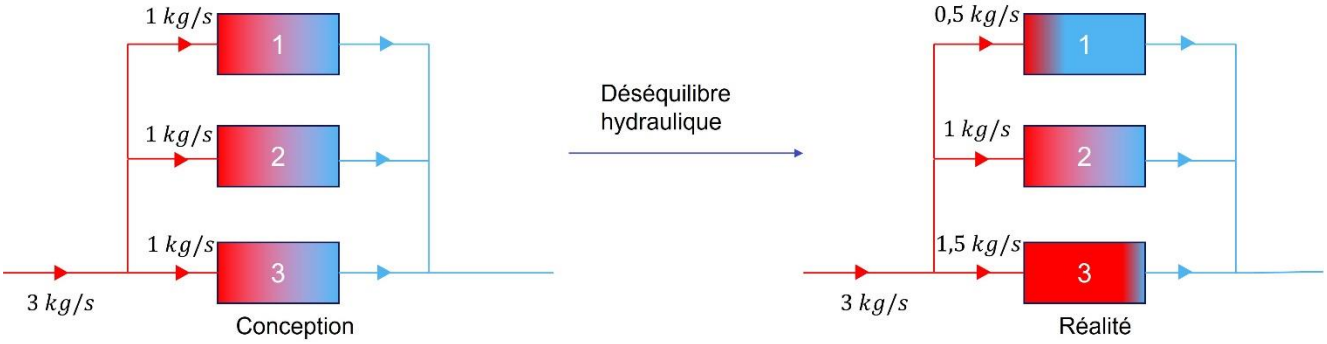


Figure 51 Différence entre un réseau hydraulique équilibré et un réseau déséquilibré

Les pertes de charge de tous les différents chemins peuvent être calculées via l'équivalence hydraulique électrique :

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

Avec Z la résistance hydraulique ($pa.s^2/kg^2$).
Pour obtenir cet équilibre hydraulique, il faut ajouter des vannes afin d'obtenir le débit de dimensionnement.

ii. Vannes

Les vannes sont un dispositif permettant de modifier le débit d'un fluide en ajoutant ou en supprimant des pertes de charge. Pour garantir l'équilibrage hydraulique, des vannes statiques sont ajoutées dans le circuit de distribution afin d'augmenter les pertes de charge dans certaines parties du réseau. Ces types de vannes ne sont pas conçus pour être contrôlés. Ils ne garantissent l'équilibre hydraulique qu'au point de dimensionnement. Par exemple, sur un réseau où tous les émetteurs doivent être alimentés au même débit, les vannes statiques doivent être placées pour égaliser les pertes de charge dans toutes les branches (trajet aller-retour de la pompe aux émetteurs).
Une fois l'équilibrage hydraulique atteint, d'autres types de vannes doivent être installés pour contrôler le débit passant par les émetteurs hors des conditions de dimensionnement. Ces vannes sont appelées vannes de régulation. Elles sont contrôlées par un actionneur qui modifie la taille de l'orifice par lequel le fluide passe (débit d'ouverture). De cette manière, la chute de pression à travers la vanne est modulée, de sorte que le débit à travers la vanne est contrôlé (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).
Une vanne de régulation peut être modélisée par :

$$\dot{m} = Kv_s \sqrt{\Delta \mathrm{p}} * opening$$

Le coefficient Kv_s représentant le débit massique passant par la vanne pour une vanne complètement ouverte ($opening = 1$) pour un $\Delta \mathrm{p} = 1\ \mathrm{bar}$. Les coefficients

Kv_0 et Kv représentent le même paramètre mais pour une vanne entièrement fermée et pour un taux d'ouverture entre 0 et 1.

$$\frac{\dot{m}}{\sqrt{\Delta p}} = \begin{cases} Kv_s & if\ \ opening = 1 \\ Kv & if\ opening \neq 1 \\ Kv_0 & if\ \ opening = 0 \end{cases} \quad for\ \ \Delta p = 1\ bar$$

La vanne de régulation peut avoir des courbes caractéristiques différentes, c'est-à-dire des relations différentes entre le coefficient d'ouverture de la vanne Kv et le débit. Une valve linéaire se caractérise par une relation linéaire telle que :

$$\frac{Kv}{Kv_s} = opening$$

La deuxième possibilité est la caractéristique à égal pourcentage. Ici, la variation d'ouverture Kv correspond à une variation en pourcentage égale selon sa valeur avant la variation

$$\frac{(Kv - Kv_0)/(Kv + Kv_0)}{(Kv_s - Kv_0)/(Kv_s + Kv_0)} = opening$$

En pratique, la relation entre le coefficient de la valve Kv et le débit d'ouverture est quadratique.

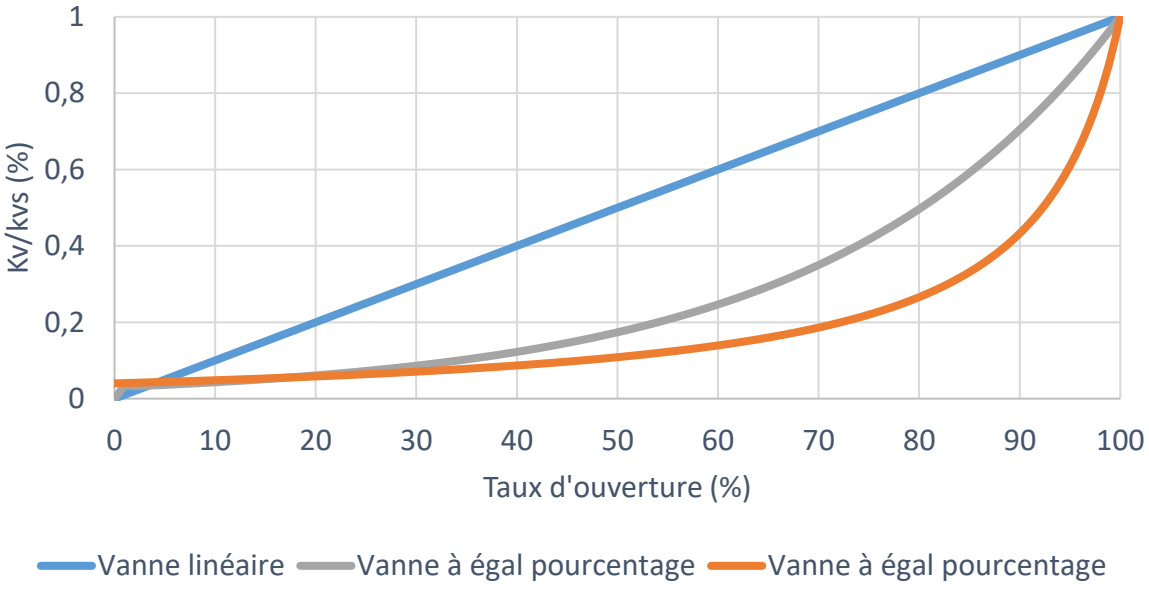


Figure 52 Caractéristiques des vannes

Pour être efficace, une vanne doit ajouter une perte de pression significative par rapport aux pertes de charge totales du réseau régulés par celle-ci. Cette efficacité est appelée autorité de valve :

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

Avec a l'autorité, Δp_v les pertes de charge pour une ouverture complète de la vanne (Pa) et Δp_c les pertes de charge du réseau à réguler (Pa). Plus l'autorité est élevée, plus la vanne fonctionnera selon ses spécifications. Lorsque l'autorité est proche de 0, la vanne fonctionne comme une vanne tout ou rien (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

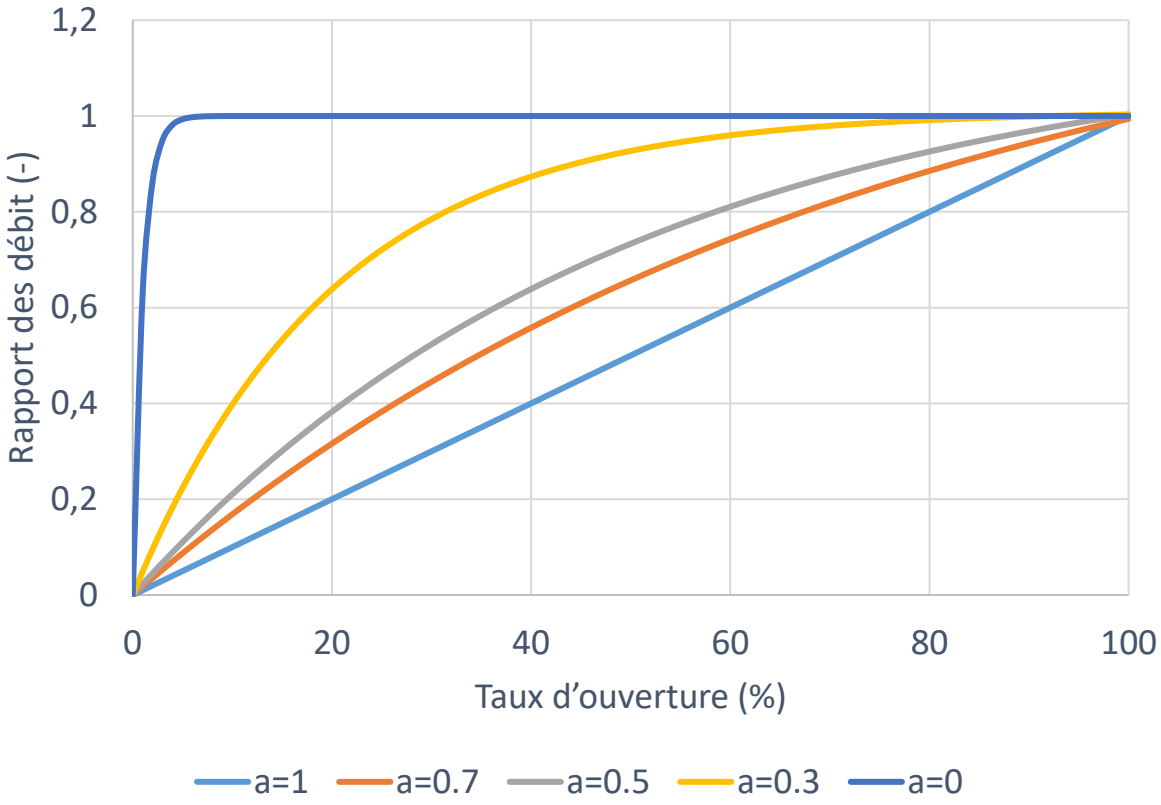


Figure 53 Effet de l'autorité sur les caractéristiques de la vanne

Dans un échangeur de chaleur ou dans un radiateur, la puissance échangée n'est pas proportionnelle au débit. Ainsi, pour un contrôle plus précis et stable, une non-linéarité doit être introduite dans le système de contrôle (valnne ou contrôleur). Comme les contrôleurs utilisés pour les émetteurs sont souvent proportionnels (donc linéaires), les caractéristiques des valves doivent être non linéaires. Deux choix sont possibles : une vanne linéaire à faible autorité ou une vanne à égal pourcentage avec une haute autorité. En pratique, une valve à égal pourcentage avec une autorité comprise entre 0,3 et 0,7 est préférée.

iii. Pompe

Une pompe est un dispositif hydraulique qui permet la circulation des fluides. Dans le réseau hydraulique côté bâtiment uniquement, des pompes centrifuges sont utilisées. Une pompe centrifuge accélère le fluide en conférant un mouvement de rotation et donc une certaine puissance hydraulique. La pompe doit être dimensionnée pour fournir le débit maximal requis tout en compensant les pertes de charge totales du réseau. La puissance électrique consommée par la pompe s'exprime comme suit :

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

Avec P_{pump} la puissance électrique de la pompe (W), $\dot{V}$ le débit volumétrique (m^3/s), Δp_c les pertes de charge totales (Pa) et η le rendement de la pompe.
Sur le réseau côté bâtiment, trois types de pompes sont utilisés (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**):

- Pompe à débit constant

- Pompe à débit variable et vitesse constante
- Pompe à débit et vitesse variable

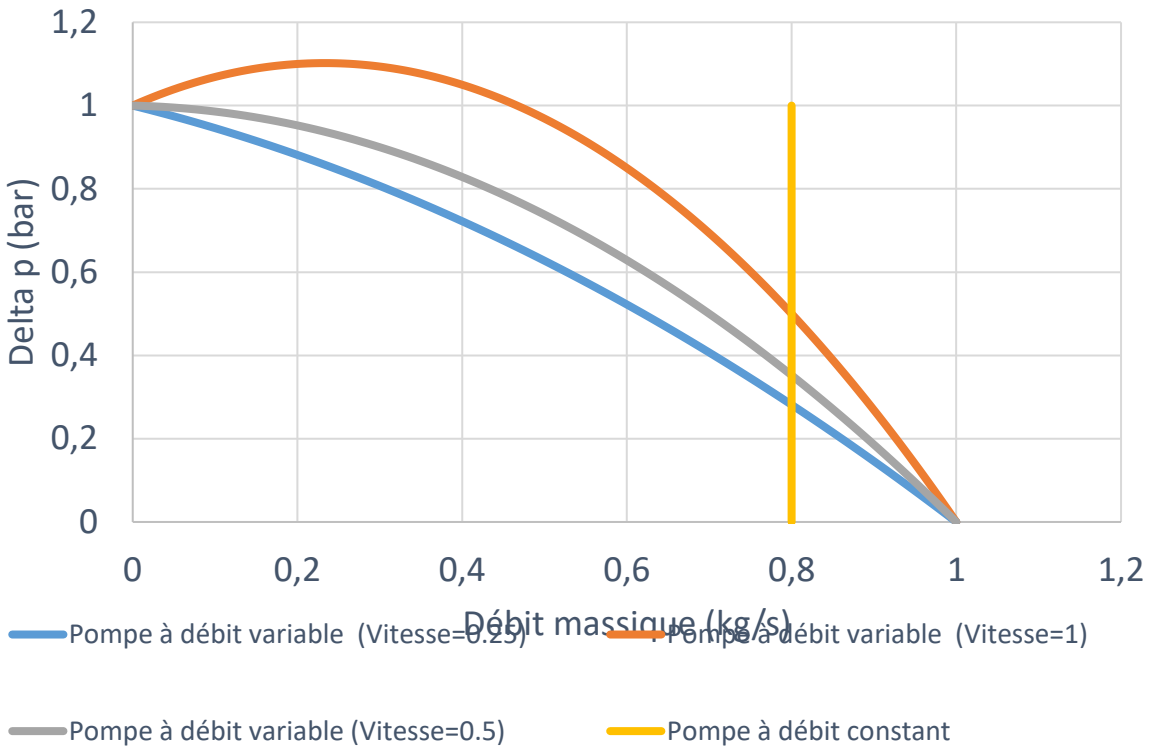


Figure 54 Exemple des caractéristiques de la pompe

Une pompe à débit constant fournit le même débit au réseau, indépendamment des pertes de charge à surmonter. La vitesse de rotation de la pompe est adaptée pour fournir le même débit à tout moment. Ce système est encore utilisé dans des réseaux hydrauliques de bâtiments, couplé à des vannes à trois voies. En effet, cette association est facile à installer et à équilibrer, mais conduit à de mauvaises performances hydrauliques de la pompe.
Une pompe à débit variable à vitesse constante fonctionne selon une courbe caractéristique unique où les pertes de charge Δp_c dépendent du débit à travers une équation polynomiale telle que :

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

Où A, B et C sont des paramètres donnés par les fabricants de pompe. L'ensemble du réseau fonctionnera à l'intersection de la courbe de pompe et de la courbe du réseau (l'évolution de toutes les pertes de charge linéaire et singulière selon le débit) (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)).

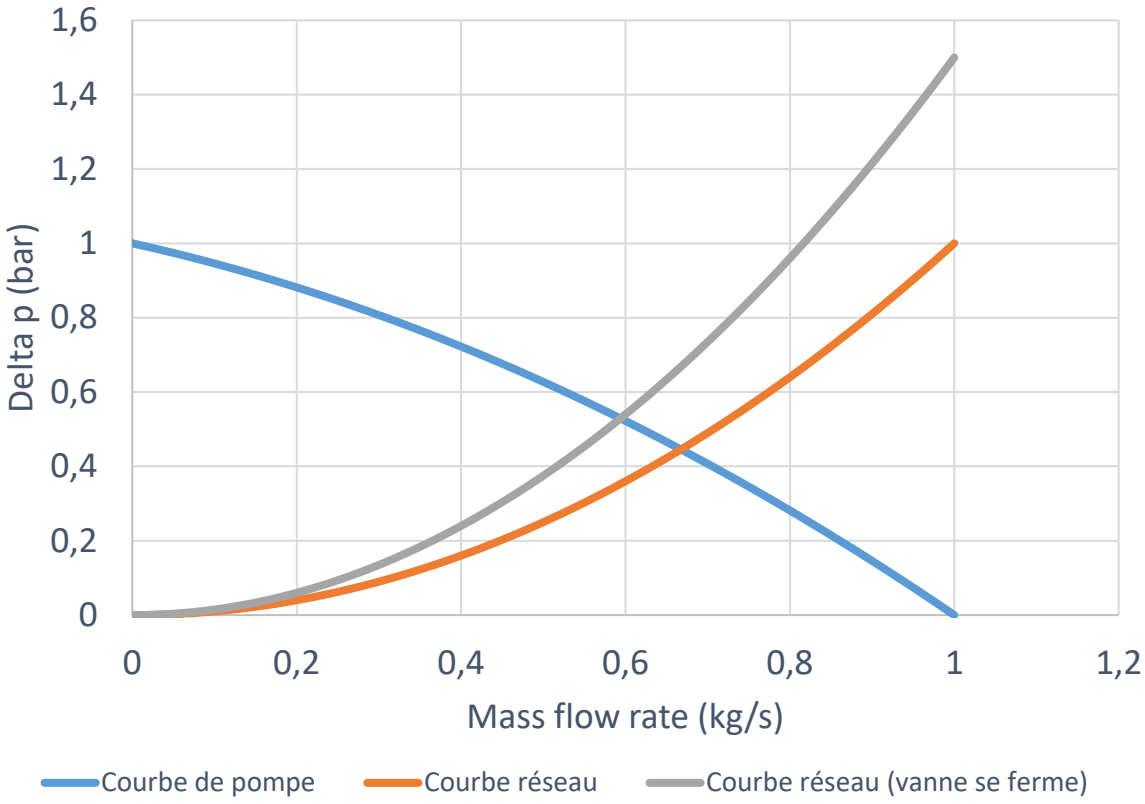


Figure 55 Exemple de caractéristiques de pompe et réseau

Pour améliorer l'efficacité du système, une pompe à vitesse variable peut être installée. En première approximation, dans chaque pompe, le débit est proportionnel à la vitesse de rotation, les pertes de charge sont proportionnelles au carré de la vitesse de rotation, donc la puissance électrique est proportionnelle au cube de la vitesse de rotation. De plus, le rendement de la pompe dépend de la vitesse de rotation. Ainsi, modifier la vitesse de rotation d'une pompe peut entraîner une amélioration de l'efficacité de la pompe pour obtenir la même performance hydraulique (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). En fait, la pompe peut fonctionner en suivant différentes courbes polynomiales définies précédemment (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

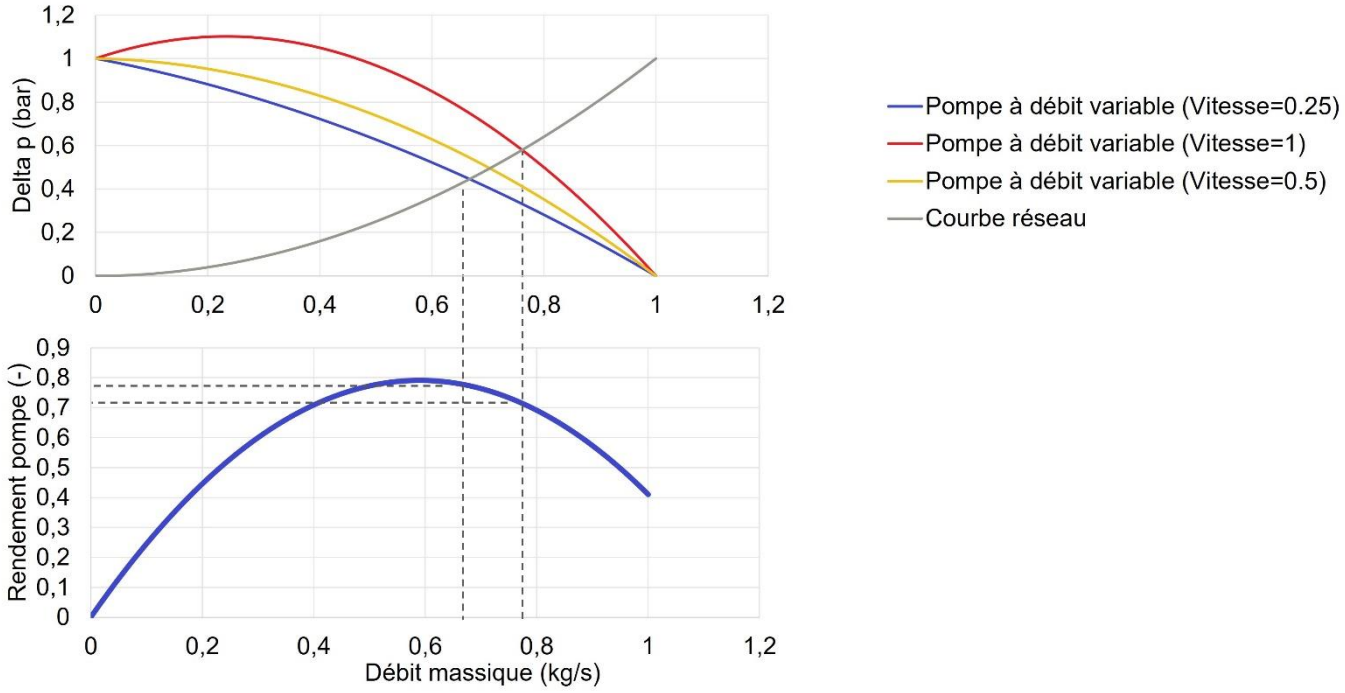


Figure 56 Exemple de l'effet de vitesse de pompe sur le rendement

5. Sous-station et contrôle

Cette partie concerne la sous-station et son contrôle. La composition et le fonctionnement d'une sous-station sont décrits ainsi que les architectures les plus courants des sous-stations.

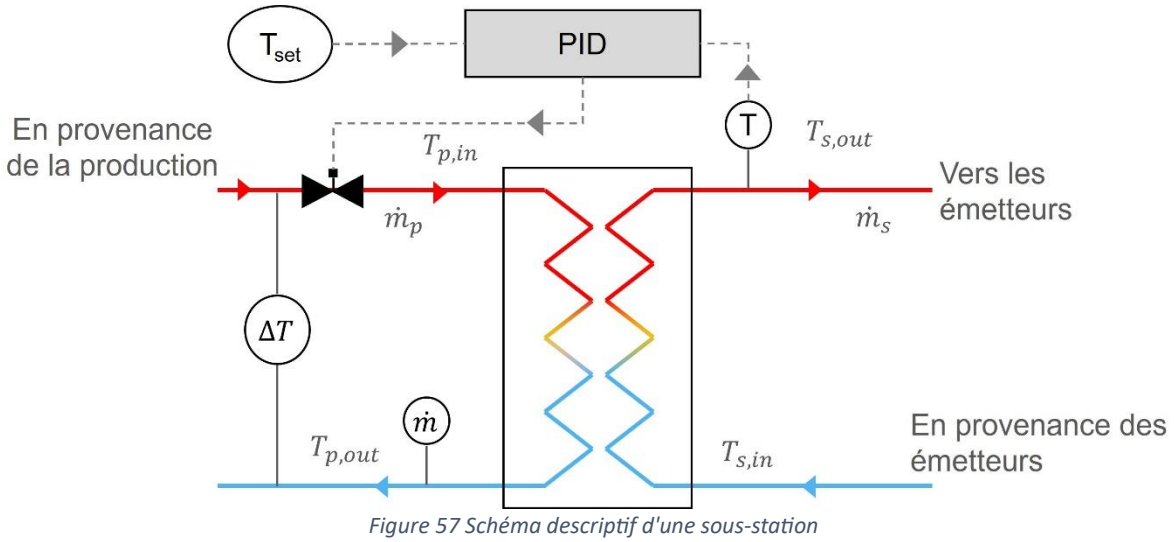


Figure 57 Schéma descriptif d'une sous-station

La sous-station est l'élément à l'interface entre le réseau primaire et secondaire. Cela permet de séparer hydrauliquement les deux réseaux. Ainsi, les réseaux primaire et secondaire peuvent fonctionner à des températures et des niveaux de pression différents. La sous-station est équipée pour contrôler la puissance échangée et la température du réseau secondaire et pour évaluer la consommation thermique. Une sous-station est composée de 4 éléments clés (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**):

- Un ou deux échangeurs de chaleur
- Une vanne de régulation du côté primaire pour réguler le débit
- Un capteur de température départ secondaire et un PID pour contrôler la vanne
- Un compteur de chaleur pour mesurer la consommation thermique

a. Échangeur de chaleur

Dans une sous-station, les échangeurs de chaleur sont les éléments clés. En effet, ils permettent de séparer hydrauliquement les réseaux primaires et secondaires et d'échanger la puissance requise. Un ou plusieurs échangeurs de chaleur peuvent être utilisés dans une seule sous-station pour fournir du chauffage, de l'ECS ou améliorer les performances de tous les systèmes. En effet, l'efficacité des échangeurs de chaleur est le principal paramètre à prendre en compte pour réduire la température de retour primaire et ainsi améliorer les performances du RDC. Habituellement, les échangeurs de chaleur à plaques (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**) sont utilisés en configuration contre-courant car ils sont plus compacts et plus efficaces que les autres types d'échangeurs de chaleur.



Figure 58 Exemple d'échangeur de chaleur à plaques utilisé dans les postes de transformation

Un échangeur de chaleur est censé avoir un rendement parfait, c'est-à-dire que toute la puissance émise par un fluide est récupérée par l'autre. Ainsi, la puissance échangée par un échangeur de chaleur s'écrit ainsi :

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

Un échangeur de chaleur est dimensionné pour être le plus efficace possible, c'est-à-dire pour avoir une efficacité E proche de 1. L'efficacité est définie comme suit :

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

Où $\dot{Q}_{max}$ (W) est la puissance maximale que l'échangeur de chaleur peut échanger si la surface d'échange est infinie et :ΔT_{max} (°C) représente la plus grande différence de température entre les deux fluides. Par conséquent, l'efficacité peut s'exprimer ainsi

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

En condition de dimensionnement, l'objectif est d'atteindre la plus grande efficacité possible généralement autour de 0,95-0,9. En effet, plus l'efficacité est proche de l'un, plus le pincement est faible. Le pincement représente la plus petite différence de température entre les deux fluides. Habituellement, dans les échangeurs de chaleur

à contre-courant utilisés dans les RDC, le pincement est la différence entre la température à la sortie du côté primaire et la température d'entrée du côté secondaire.

$$Pincement = T_{p,out} - T_{s,in}$$

Habituellement, les opérateurs des RDC conçoivent l'échangeur de chaleur avec un pincement égal à 1 (c'est-à-dire pour que la température de retour primaire soit la plus basse possible). Comme les températures secondaires sont imposées par les émetteurs et donc parfaitement connues, en supposant une pincée égale à 1, une température d'entrée primaire fixée par l'opérateur et la puissance maximale requise, le coefficient de transfert de chaleur UA peut être calculé par :

$$\dot{Q} = UA\,\Delta TLM$$

$$\Delta TLM = \frac{T_a - T_b}{ln(T_a/T_b)}$$

$$T_a = max(T_{p,in} - T_{s,out}; T_{p,out} - T_{s,in})$$

$$T_b = min(T_{p,in} - T_{s,out}; T_{p,out} - T_{s,in})$$

Le coefficient de transfert de chaleur de surface U peut être calculé grâce à la corrélation Dittus-Boettler :

$$U = \left(\frac{1}{h_p} + \frac{e}{\lambda_a} + \frac{1}{h_s}\right)^{-1}$$

$$Nu = 0.023\,Re^{0.8}\,Pr^{0.4} = \frac{hd_h}{\lambda_w}$$

$$Re = \frac{\rho\, v\, d_h}{\mu} \qquad Pr = \frac{Cp\,\mu}{\lambda_w}$$

Avec h_p et h_s respectivement le coefficient de transfert de chaleur convectif des côtés primaire et secondaire (W/K/m²), e l'épaisseur de la plaque (m), λ_a et λ_w la conductivité thermique respectivement de la plaque et de l'eau (W/K/m), Nu le nombre de Nusselt, Re le nombre de Reynolds, Pr le nombre de Prandtl, d_h le diamètre hydraulique (m) (ici l'espace entre deux plaques), ρ la densité (kg/m3), v la vitesse (m/s) et μ la viscosité dynamique (Pa.s)

b. Système de contrôle

Pendant le fonctionnement, la puissance et la température secondaire requises ne sont pas constantes. En effet, elle évolue généralement en fonction de la température extérieure. Ainsi, un débit massique constant du côté primaire impliquera une augmentation de la température retour primaire à mesure que la puissance requise diminue (pour la même température d'entrée primaire). Cet effet doit être évité afin de ne pas dégrader la performance globale du réseau. Par conséquent, le débit massique primaire doit être régulé selon les besoins du côté secondaire. Cela est rendu possible en utilisant une vanne de régulation située du côté primaire de l'échangeur de chaleur via un contrôleur, une loi d'eau de température départ secondaire et un capteur mesurant la température départ secondaire (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.** & **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).



Figure 59 Vanen de régulation [12]



Figure 60 Capteur de température [13]

Selon la différence entre la température départ secondaire mesurée et la température départ secondaire de consigne, le contrôleur ordonne la fermeture ou l'ouverture de la vanne de régulation.

c. Compteur d'énergie

Un compteur d'énergie est un composant utilisé pour mesurer la consommation de chaleur d'une sous-station (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).



Figure 61 Compteur d'énergie [14]

Le compteur d'énergie est composé de 2 capteurs de température placés respectivement sur le côté primaire d'entrée et de sortie, un débitmètre de fluide et un calculateur.

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

Cet appareil sert à facturer la chaleur aux clients. Par conséquent, la précision des capteurs doit être contrôlée. Selon la norme européenne EN 1434-1 [15], les incertitudes maximales de mesure associées aux capteurs concernent les compteurs d'énergie de classe 2 (pour usage domestique et installation extérieure) :

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

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

d. Architecture des sous-stations

Une fois tous les composants dimensionnés, l'architecture globale de la sous-station doit être mise en place. Comme une sous-station fournit couramment du chauffage et l'eau chaude sanitaire, au moins deux échangeurs de chaleur sont utilisés dans une même sous-station. Ainsi, différentes architectures hydrauliques de sous-stations sont largement utilisées.

i. La configuration à un seul échangeur de chaleur

La configuration à un seul échangeur de chaleur utilise deux échangeurs mais un seul à l'interface entre le côté primaire et le côté secondaire. Un schéma de cette architecture est présenté **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**.

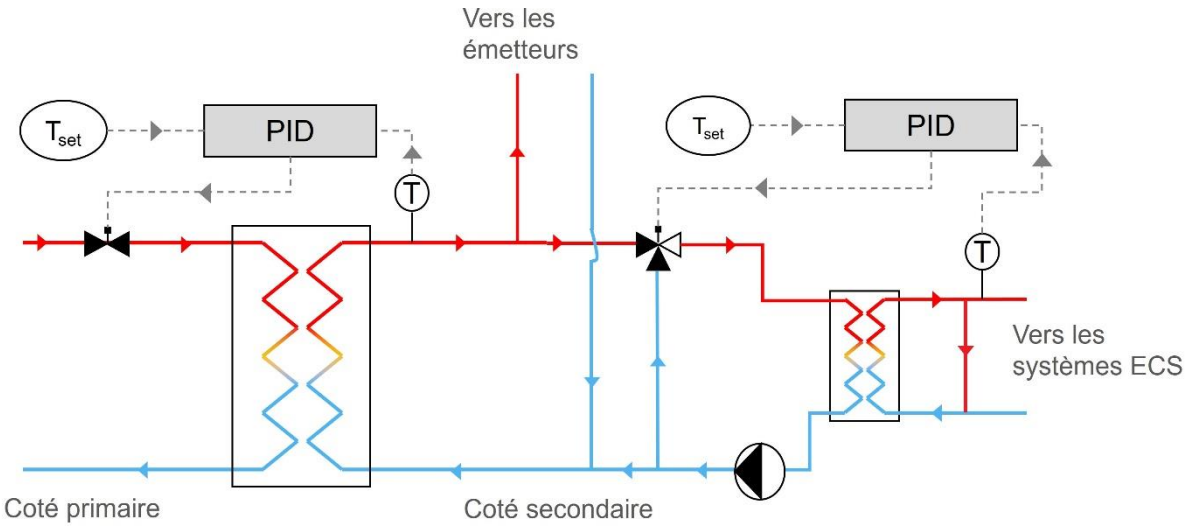


Figure 62 Schéma d'une sous-station dans une configuration à un seul d'échangeur de chaleur

Cette configuration n'est pas largement utilisée et est moins efficace que les autres configurations présentées ci-dessous. En effet, malgré sa simplicité, cette configuration est alimentée à une température toujours égale ou supérieure à 60°C pour fournir l'ECS. Cela a conduit à des températures primaires retour plus élevées (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

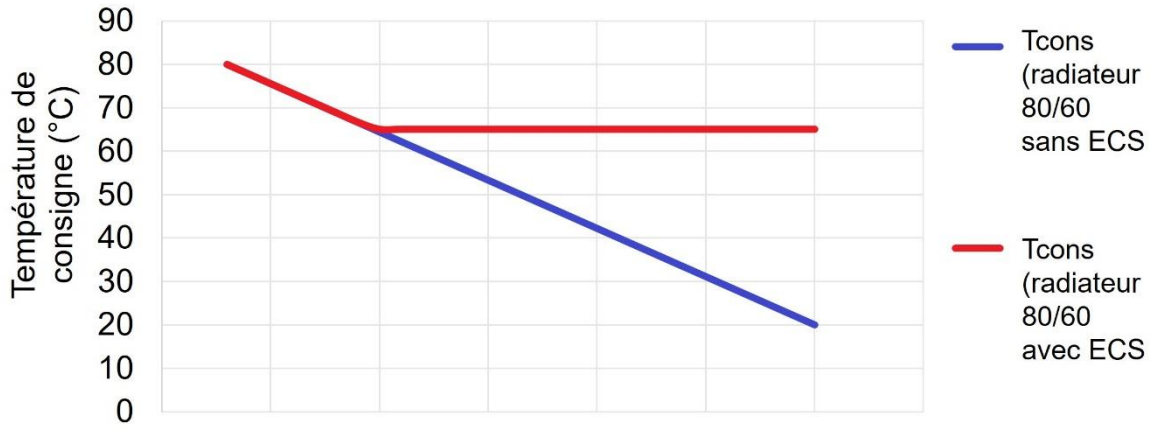


Figure 63 Loi d'eau sur la température départ secondaire pour la configuration à un seul échangeur de chaleur

ii. La configuration parallèle

Une sous-station en configuration parallèle est l'architecture la plus utilisée. Deux échangeurs de chaleur fonctionnent respectivement pour le chauffage et l'ECS, ils

partagent la même ligne d'alimentation à la même température (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

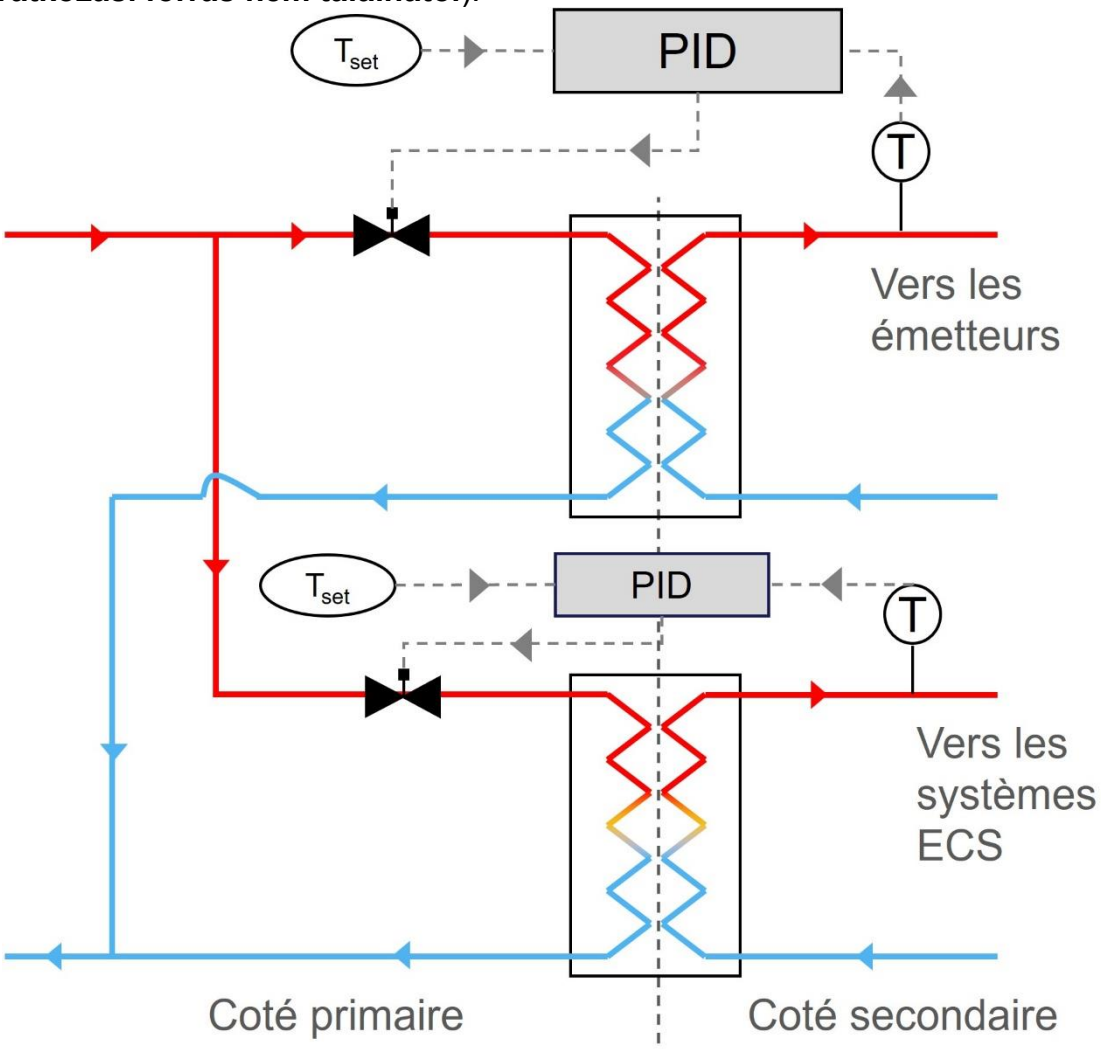


Figure 64 Schéma d'une sous-station en configuration parallèle

Chaque échangeur de chaleur est couplé à son propre système de contrôle fonctionnant avec différentes températures départ secondaires de consigne (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**)

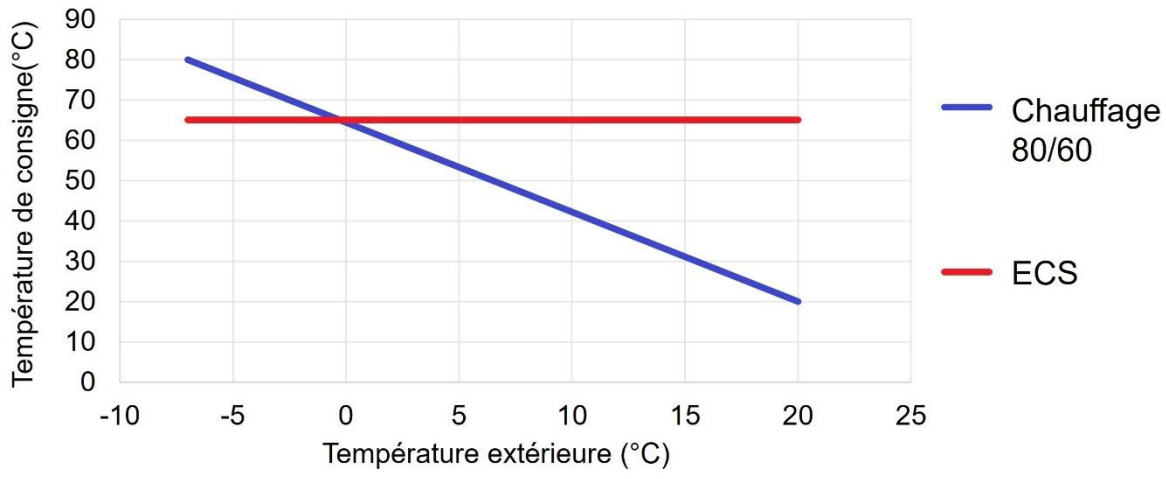


Figure 65 Loi d'eau sur la température départ secondaire extérieure pour la configuration de la sous-station parallèle

Cette configuration est simple à contrôler, à installer et n'est pas coûteuse...

iii. La configuration en série

Une sous-station en configuration série est composée de deux échangeurs de chaleur respectivement pour le chauffage et l'ECS. Cette configuration permet d'utiliser la température de retour primaire d'un échangeur de chaleur pour satisfaire totalement ou partiellement les besoins de l'autre échangeur (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

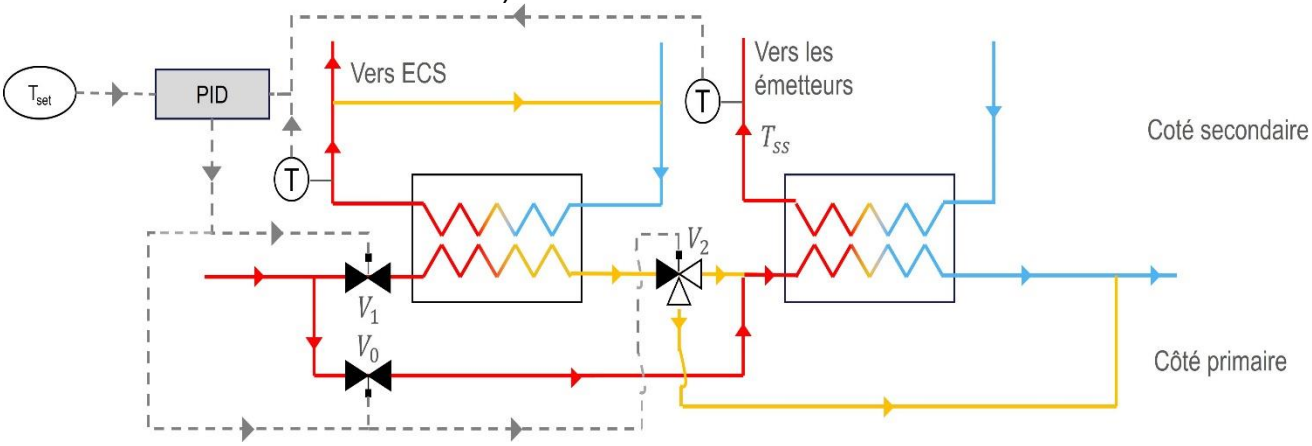


Figure 66 Schéma d'une sous-station en configuration série

Selon la température nécessaire pour le chauffage, l'échangeur de chaleur ECS alimente ou est alimenté par l'échangeur de chaleur de chauffage. En effet, la température d'alimentation en ECS est d'environ 60-55°C. Ainsi, si la température requise des émetteurs de chauffage est inférieure à la température d'alimentation ECS, la température primaire de retour de l'échangeur ECS peut alimenter celle du chauffage. Au contraire, si la température requise des émetteurs de chauffage d'espace est supérieure à celle de l'ECS, la température de retour de l'échangeur de chaleur de chauffage peut alimenter celle de ECS.
Basé sur le schéma présenté sur **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**, la configuration en série fonctionne comme suit :

- Demande simultanée de ECS et de chauffage d'espace :
  - Si $T_{ss} < T_{ss,set}$ la vanne V_1 est ouverte, d'abord la vanne V_2 s'ouvre (l'échangeur de chaleur de chauffage est fourni), si ce n'est pas suffisant, la vanne V_0 s'ouvre
  - Si $T_{ss} > T_{ss,set}$ la vanne V_1 est ouverte, d'abord la vanne V_0 se ferme, si ce n'est pas suffisant, la vanne V_2 se ferme (l'échangeur de chaleur de chauffage de l'espace est contourné)
- Uniquement une demande de chauffage : la vanne V_1 est complètement fermée, la vanne V_0 s'ouvre
- Uniquement une demande ECS : la vanne V_0 est complètement fermée, la vanne V_1 s'ouvre

La configuration en série est plus complexe à installer en raison de la complexité du système de contrôle.

iv. La configuration série à deux étages

Une sous-station en configuration série à deux étages est composée de trois échangeurs de chaleur, deux en parallèle respectivement pour le chauffage et l'ECS, et un troisième connecté à la ligne de retour des deux autres échangeurs est utilisés

pour préchauffer l'ECS. Cette configuration permet de réduire la température globale de retour primaire et ainsi d'améliorer l'efficacité du réseau.

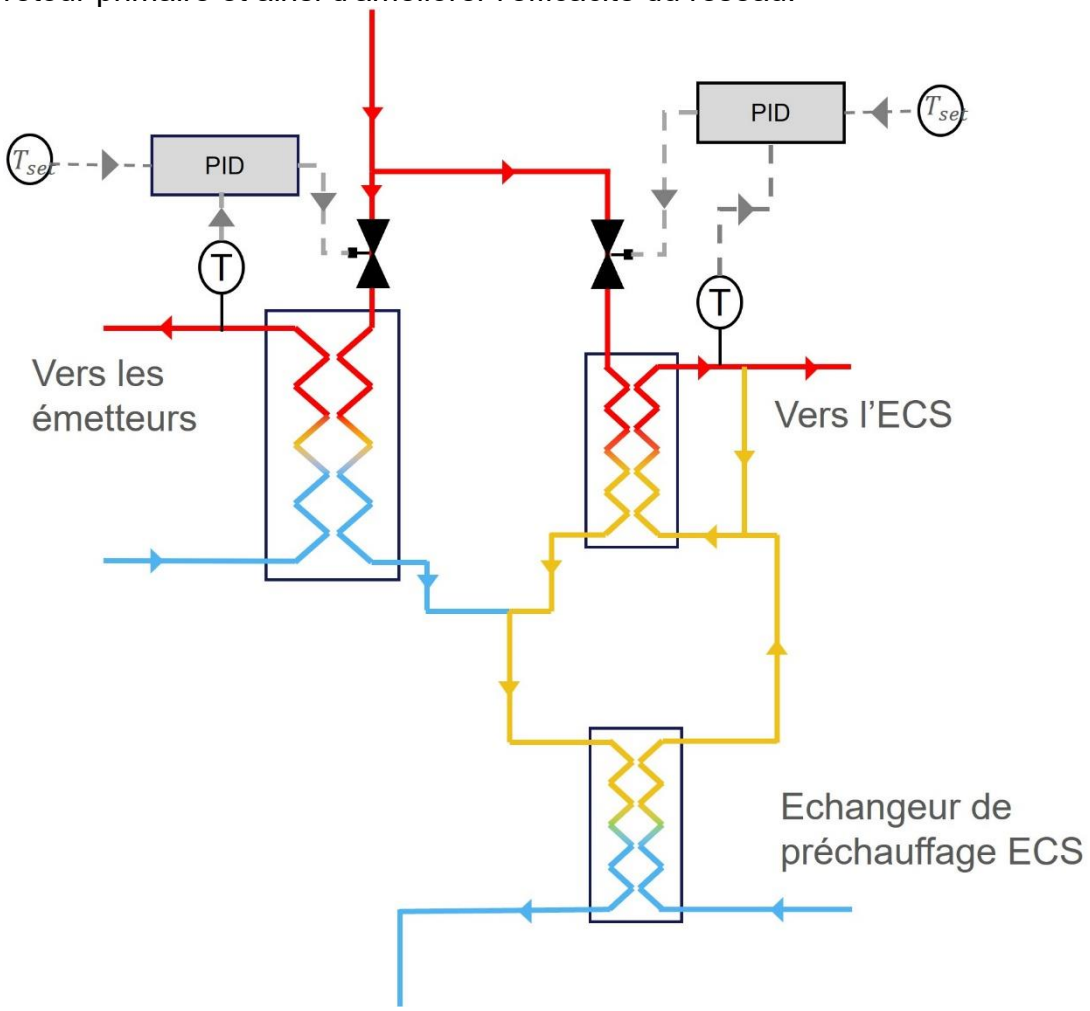


Figure 67 Schéma d'une sous-station en configuration à 2 étages

La configuration à deux étages bénéficie des avantages de la configuration parallèle et de la configuration série. En effet, cette configuration est facile à installer et à contrôler et réduit la température de retour primaire. Cependant, la configuration parallèle est généralement préférée, car le gain d'efficacité ne justifie pas le coût supplémentaire associé à l'utilisation d'un troisième échangeur thermique.

6. Réseau primaire

Une fois le réseau secondaire et la sous-station dimensionnés, le réseau primairel doit être dimensionné. Cette section vise à fournir des informations sur les différentes possibilités de construction du le réseau primaire et sur le dimensionnement des canalisations.

a. Courbes de charge thermique

Un RDC est souvent situé en zone urbaine et est relié à différents types de bâtiments tels que des immeubles résidentiels, des écoles, des bureaux, des commerces, des hôpitaux, ... La consommation de chaleur de chaque type de bâtiment varie selon les heures d'occupation, l'utilisation de ECS, la consommation de pointe, ...

La consommation de chaleur dans les bâtiments résidentiels se caractérise par une occupation quotidienne, une consommation d'ECS non négligeable et deux pics de consommation, un le matin et l'autre le soir (profil de charge typique en Île-de-France lors d'une semaine d'hiver froide) (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

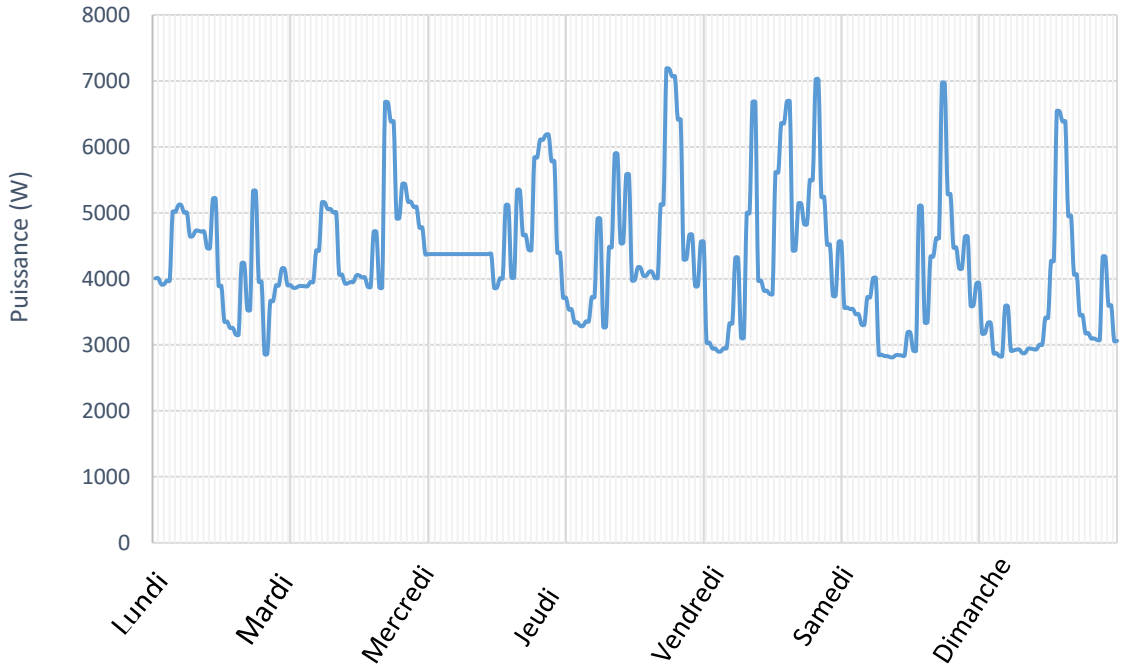


Figure 68 Modèle typique de consommation des bâtiments résidentiels

La consommation de chaleur d'une école se caractérise par une occupation uniquement pendant le temps de travail et un pic de consommation matinale dû au ralenti de nuit (réduction de la température de consigne intérieure pendant la période d'inoccupation (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

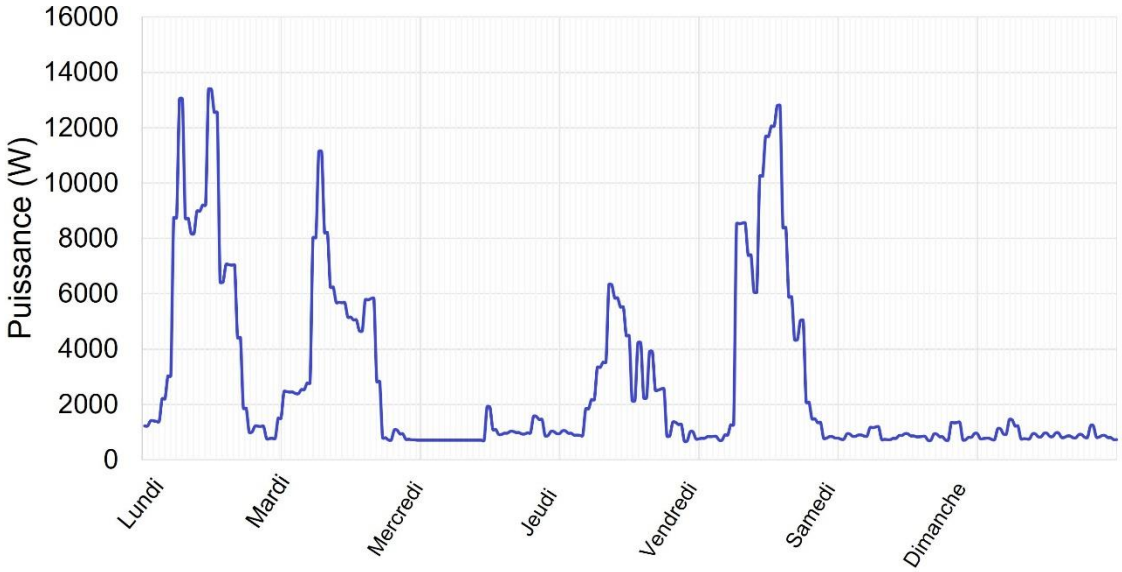


Figure 69 Schéma typique de consommation d'une école

La consommation de chaleur dans un gymnase se caractérise par une occupation uniquement pendant la journée, un pic de consommation matinale et en début d'après-midi, et une consommation importante d'ECS (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**).

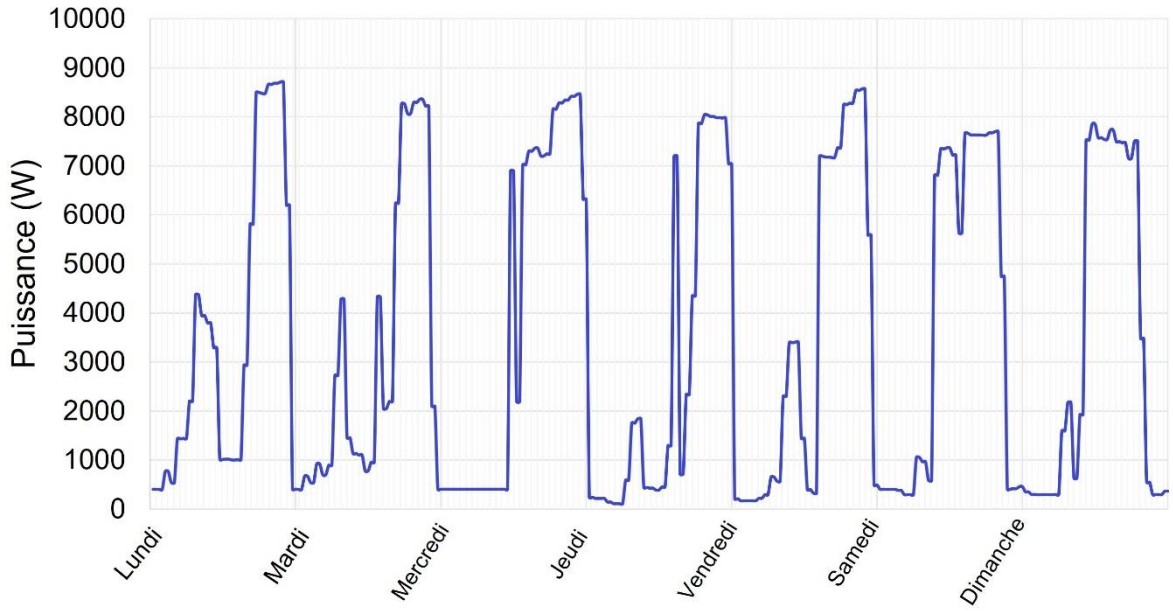


Figure 70 Consommation typique d'un gymnase

La consommation de chaleur des immeubles de bureaux se caractérise par une occupation uniquement pendant les jours de travail et un pic de consommation matinale dû au ralenti de nuit

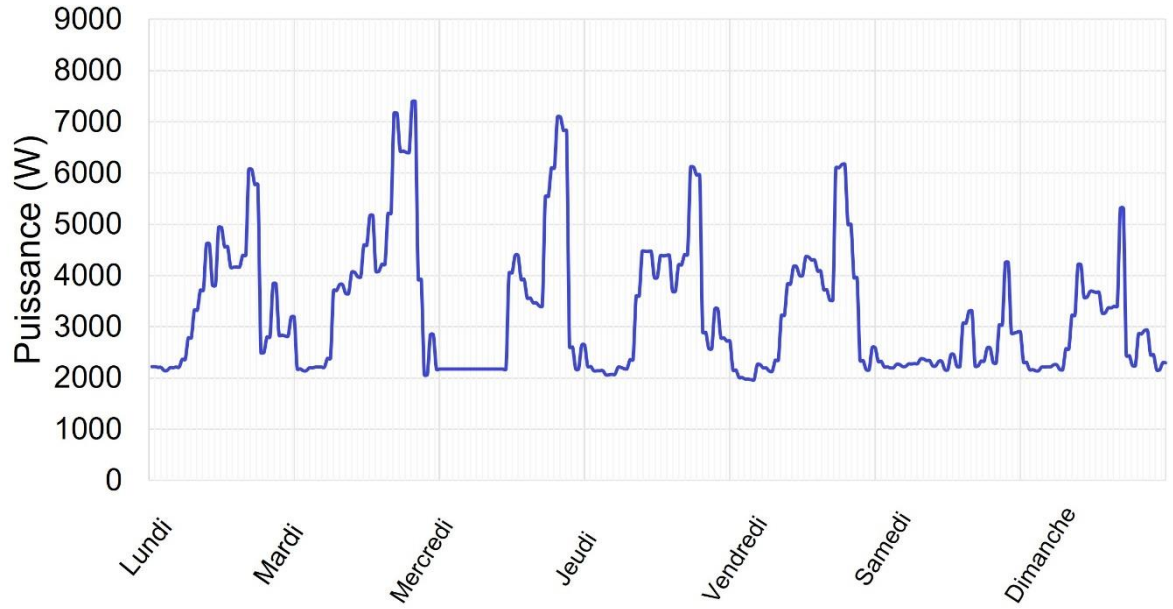


Figure 71 Schéma de consommation typique dans un immeuble de bureaux avec un ralentissement du week-end

La différence dans les courbes de charge implique que le pic de consommation dans toutes les sous-stations du réseau ne se produit pas simultanément. Ainsi, la puissance totale maximale nécessaire pour le réseau est inférieure à la puissance maximale de chaque sous-station. Ce rapport est appelé facteur de simultanéité S :

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

Concrètement, un faible facteur de simultanéité réduit la puissance de pointe qui doit être couverte par le réseau. Cela signifie que la taille et le coût des systèmes de

production de chaleur peuvent être réduits (par rapport à des systèmes individuels) tout en améliorant les performances et la durabilité du réseau de chaleur.
Pour dimensionner les systèmes de production de chaleur, un outil classique est utilisé appeler monotone de chauffage. Cet outil permet de calculer le nombre d'heures par an où la demande dépasse un certain niveau de puissance. Avec une courbe de durée de chaleur (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**) La demande de pointe (quelques heures, haute puissance) peut être distinguée de la charge de base (puissance plus faible, plusieurs heures). Habituellement, dans les réseaux DHC, la demande maximale est assurée par des chaudières à gaz ou des unités de secours, et la charge de base par les énergies renouvelables ou la chaleur résiduelle. Ainsi, cet outil facilite le choix du meilleur mix énergétique avec les systèmes les plus efficaces et peu coûteux, selon l'énergie requise et les heures de fonctionnement.

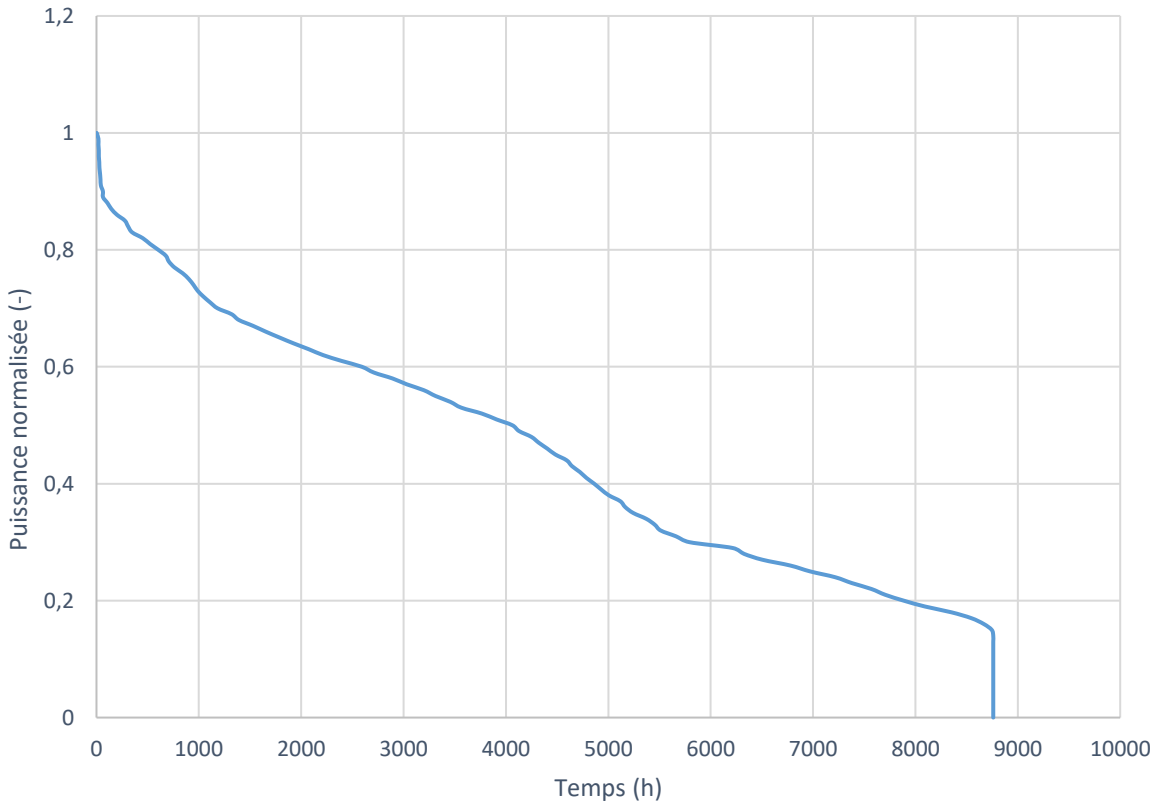


Figure 72 Exemple de monotone de chauffage

b. Tuyaux du réseau primaire

La fonction de base des tuyaux du réseau primaires est de transporter l'eau chaude su site de production de chaleur vers les sous-stations et de transporter l'eau refroidie dans l'autre sens. Néanmoins, selon les stratégies, la conception du réseau primaire peut être plus complexe en utilisant plusieurs tuyaux avec différents niveaux de température.
Habituellement, la stratégie de base avec seulement deux tuyaux est utilisée pour fournir la la demande. Ces tuyaux sont disposés en parallèle, l'un pour l'aller chaud et l'autre pour le retour froid (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). C'est la structure la moins chère et la plus simple. La température de départ est réglée pour atteindre la température la plus élevée requise dans une sous-station. Si les RDC sont également connectés à des sous-stations nécessitant une température

plus basse, la sous-station sera toujours correctement fournie, mais les performances du réseau ne profiteront pas de faibles températures de retour.

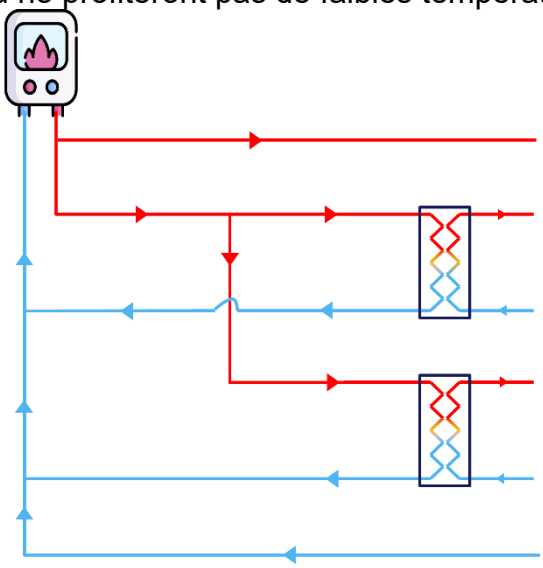


Figure 73 Configuration à deux tuyaux

Pour améliorer la performance du RDC, un troisième tuyau en parallèle peut être ajouté au schéma précédent pour fournir de la chaleur à des températures différentes. Par exemple, un tuyau pour fournir le chauffage ou le ECS et un autre tuyau séparé pour alimenter la sous-station uniquement connectée à un bâtiment avec des émetteurs basse température (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). Cette configuration est plus coûteuse en termes d'installation mais permet de réduire les pertes de chaleur dans les tuyaux.

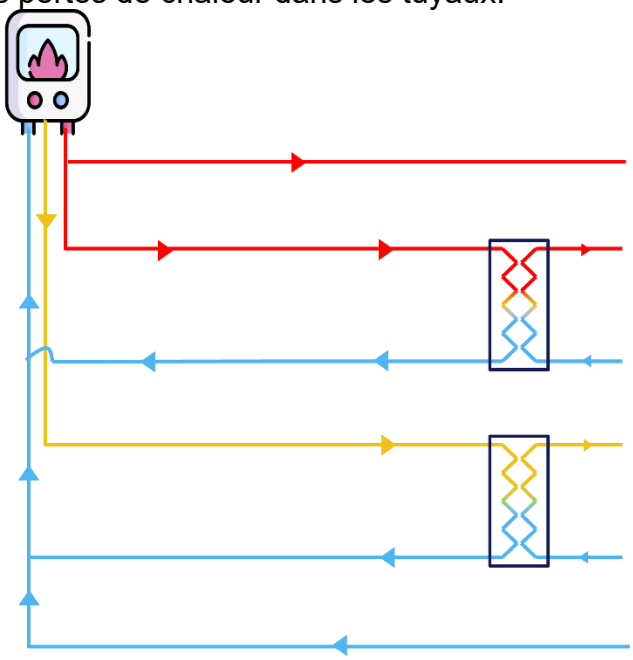


Figure 74 Configuration à trois tuyaux

Pour les RDC capables de fournir du chauffage, l'ECS et de la climatisation, une configuration avec quatre tuyaux en parallèle est utilisée (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). Ici, deux tuyaux sont utilisés pour la demande de chauffage (un pour l'aller chaud et un pour le retour froid) et les deux autres tuyaux servent à la

demande de froid, un pour l'aller froid et un pour le retour chaud). Toute la demande peut être satisfaite simultanément.

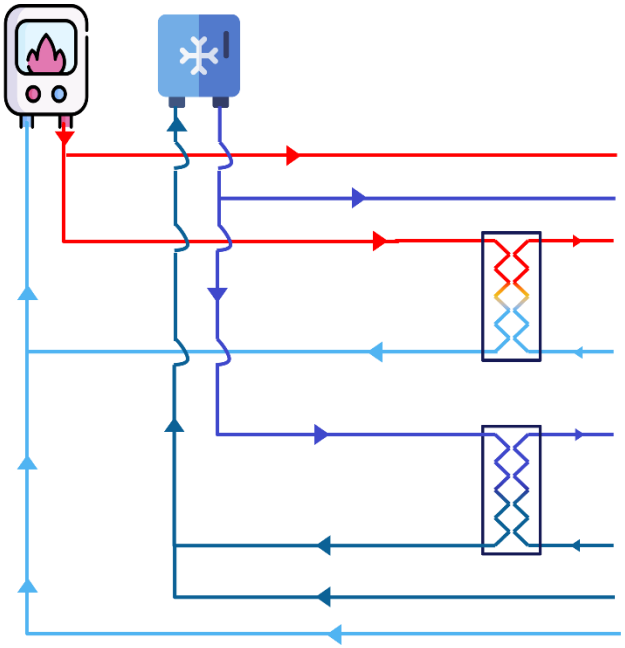


Figure 75 Configuration des quatre tuyaux

Une fois le nombre de tuyaux défini dans le RDC, sa structure doit être définie. Il existe trois structures possibles : la structure radiale, la structure en boucle et la structure en maillé.
La structure radiale est la plus simple et la plus courante. Elle consiste à relier une centrale unique de production de chaleur aux sous-stations (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). En général, la configuration du réseau suit la configuration des routes. Cette structure permet de réduire la longueur et le coût d'investissement pour le réseau primaire. Néanmoins, il n'est pas adapté aux réseaux longs en raison des importantes pertes de chaleur.

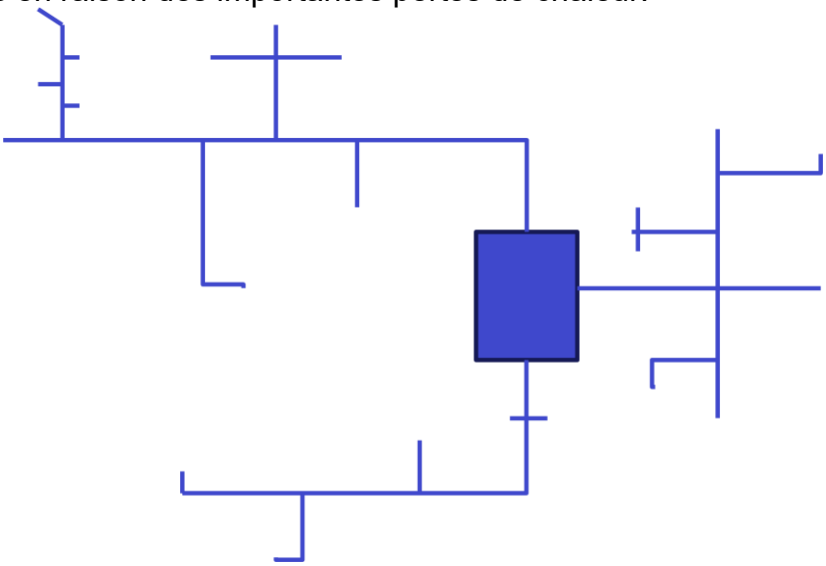


Figure 76 Structure du réseau radial

Pour les réseaux longs, la structure en boucle est préférée. Cette structure consiste à relier plusieurs centrales de production de chaleur aux sous-staions en formant une boucle (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). Il est plus coûteux à installer que la structure radiale, mais cela permet d'assurer une sécurité d'approvisionnement.

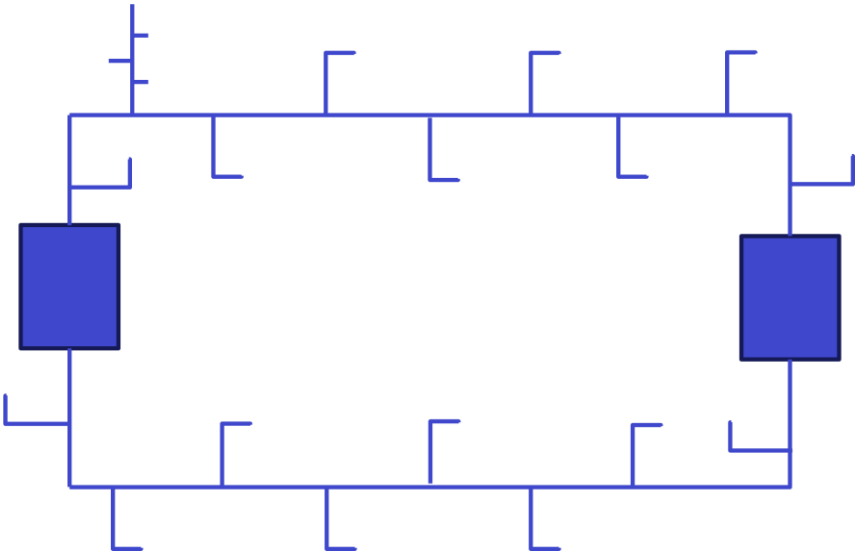


Figure 77 Structure du réseau en boucle

Pour les réseaux longs, une structure maillée peut également être utilisée. Elle fonctionne de la même manière que la structure en boucle, mais plusieurs chemins peuvent être utilisés pour relier une sous-station à une centrale de production de chaleur (voir **Hiba! A hivatkozási forrás nem található.**). Cette structure a été utilisée dans d'anciens réseaux dans des villes très denses comme Paris, Stockholm ou Berlin. De nos jours, il n'est plus utilisé en raison de ses difficultés d'exploitation.

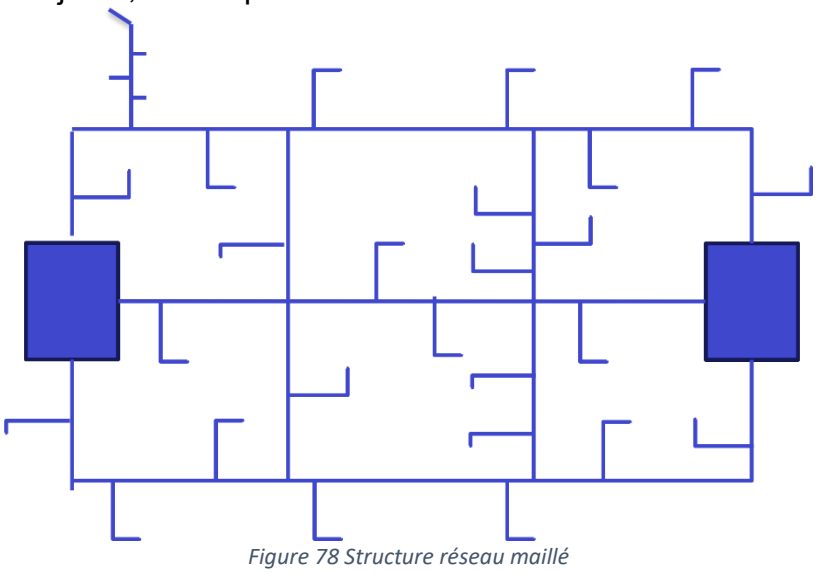


Figure 78 Structure réseau maillé

Références

[1] AFNOR, « Performance énergétique des bâtiments - Méthode de calulation de la charge thermique de conception - EN 12831 », 2017.

[2] ICEB, « Asso ICEB », [en ligne]. Disponible : https://www.asso-iceb.org/communique/ponts-thermiques-non-traites-sante-negligee/. [Consulté le 04 01 2026].

[3] F. m. o. U. P. a. Housing, « Légifrance », mars 1982. [En ligne]. Disponible : https://www.legifrance.gouv.fr/loda/id/JORFTEXT000000862344/. [Consulté le 04 01 2026].

[4] « Projet IEE TABULA/EPISCOPE », 2009-2016. [En ligne]. Disponible : https://episcope.eu/iee-project/.

[5] Pouget Consultants, "Bâtiments résidentiels - Typologie du parc existant et solution exemplaire pour la rénovation énergétique en France," Projet TABULA/EPISCOPE, 2015.

[6] T. Csoknyai, S. Hrabovszky-Horvàth, M. Seprodi-Egeresi et G. Szendro, « Typologie nationale des bâtiments résidentiels en Hongrie », Projet TABULA/EPISCOPE, 2015.

[7] AICVF, Calcul des charges de climatisation et conditionnement d'air, Edition Pyc livres, 1998.

[8] G. Baeckroot and J. Cadoret, Mode de calcul des installations d'eau chaude sanitaire, EDIPA, 2011.

[9] AFNOR, « Radiateurs et convecteurs - Partie 2 : Méthodes d'essai et classification - EN 442-2 », 2014.

[10] AFNOR, « Performance thermique des bâtiments - Transfert de chaleur au sol - Méthodes de calcul - EN ISO 13370 », 2017.

[11] AFNOR, « Systèmes de chauffage dans les bâtiments - Conception pour systèmes de chauffage à base d'eau NF EN 12828 + A1 ; 2014," 2014.

[12] Sectoriel, « Sectoriel robinetterie industrielle », [en ligne]. Disponible : https://www.sectoriel.com/fr/kd-12-vanne-de-regulation-2-voies-pneumatique-inox-pn40.html. [Consulté le 04 01 2026].

[13] Danfoss, « Danfoss », [en ligne]. Disponible : https://www.danfoss.com/fr-fr/. [Consulté le 01 04 2026].

[14] Itron, « Itron », [en ligne]. Disponible : https://na.itron.com/. [Consulté le 04 01 2026].

[15] AFNOR, « Compteurs d'énergie thermique - partie 4 Essais d'approbation de schémas - EN 1434-4 », 2022.

[16] AFNOR, « Performance énergétique des bâtiments - Mathod pour le calcul des besoins énergétiques et des efficacités du système - Partie 3 : Systèmes de distribution d'espace - EN 15316-3 », 2017.