



HAL
open science

Etude comparative de la production, stockage et consommation d'énergie thermique en milieu urbain aux échelles individuelle et collective

Alain Goumba Cyubahiro

► **To cite this version:**

Alain Goumba Cyubahiro. Etude comparative de la production, stockage et consommation d'énergie thermique en milieu urbain aux échelles individuelle et collective. Electronique. Université Paris-Est, 2018. Français. NNT : 2018PESC2067 . tel-03394424

HAL Id: tel-03394424

<https://theses.hal.science/tel-03394424>

Submitted on 22 Oct 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

UNIVERSITE PARIS-EST

Ecole Doctorale Mathématiques, Sciences et Technologies de l'Information et de la
Communication

THESE

pour obtenir le grade de

DOCTEUR de l'Université Paris-Est

Spécialité : Electronique, Optronique et Systèmes (CNU 63)

présentée par :

Alain Pascal GOUMBA CYUBAHIRO

**Etude comparative de la production, stockage et
consommation d'énergie thermique en milieu urbain
aux échelles individuelle et collective**

Dirigée par **M. Tarik BOUROUINA**
Co-dirigée par **M. François ROCARIES**
Encadrée par **M. Xiaofeng GUO**

Soutenue publiquement le 31 mai 2018 devant le jury composé de :

M. Tarik BOUROUINA	ESYCOM – ESIEE Paris	Directeur de thèse
M. Laurent ROYON	LIED - Université Paris Diderot	Rapporteur (Président de jury)
M. Marc CLAUSSE	CETHIL – INSA LYON	Rapporteur
M ^{me} Solène LE BOURDIEC	EDF LAB – Les Renardières	Examinatrice
M. François ROCARIES	ESYCOM – ESIEE Paris	Co-directeur de thèse
M. Xiaofeng GUO	LIED - ESIEE Paris	Examineur
M. Patrice CHATELLIER	LISIS - IFSTTAR	Invité

Remerciements

Les travaux de thèse constituent une réalité bicéphale. Ils sont à la fois une mission, un devoir à partir du moment où le doctorant s’y engage, mais aussi une émancipation scientifique pilotée par le doctorant lui-même. Telle a été mon aventure durant ces trois dernières années.

Avant tout développement, il est nécessaire pour moi de laisser une trace écrite de remerciements à l’endroit de mon directeur de thèse, Mr Tarik BOUROUNA, pour ses conseils et surtout pour sa contribution dans la facilitation de l’élaboration de cette thèse.

A mon co-directeur, Mr François ROCARIES, je transmets mes sincères et chaleureux remerciements. Il a su faire oublier les milliers de kilomètres existant entre nous à travers des retours rapides en cas d’échanges.

Avec des critiques positives et un encadrement dont il ne ménageait aucun effort, il a beaucoup contribué à mon évolution tant scientifique que sociale en trois ans. Je remercie ainsi mon encadrant, Mr Xiaofeng GUO.

L’institut de R&D public/privé dédié à l’efficacité énergétique des villes, EFFICACITY, a été pour beaucoup dans la réalisation de cette thèse. Je remercie l’ensemble du personnel et particulièrement les membres de l’équipe travaillant sur la récupération de la chaleur fatale.

Je ne saurais poursuivre sans une mention spéciale pour tous mes collègues doctorants avec qui nous avons vécu en temps réel les moments non seulement de petites difficultés, mais aussi de joie d’être ensemble. Nos échanges au quotidien ont été très efficaces, croyez-moi, pour « arriver au bout du tunnel ». Un grand merci à vous !

Je tiens également à remercier l’ensemble du personnel du département Santé, Energie et Environnement (SEN) à l’ESIEE. De la secrétaire aux enseignants-chercheurs, en passant par les ingénieurs, chacun a joué un rôle positif à nos côtés pendant cette période. D’une manière générale, je remercie le personnel de l’ESIEE.

Il m’est aussi agréable de jeter des fleurs à l’ensemble des enseignants et responsables des structures académiques et universitaires par lesquelles je suis passé. Ma pensée va notamment aux établissements de Bangui en République Centrafricaine : Ecole Sainte-Thérèse, Lycée Saint-Charles, Université de Bangui et celles de France : Institut supérieur des Sciences et Techniques (INSSET de Saint-Quentin), Université de Perpignan et Université Pierre et Marie Curie (Paris 6).

De vifs remerciements à ma famille politique qui s’est toujours intéressée à mon travail et m’a beaucoup soutenu par des conseils et beaucoup d’encouragements.

Pendant cette période, la danse et le sport avaient également une place importante. Ils furent des sources de recharge de « mes batteries ». Une reconnaissance particulière à ma famille sportive et celle de la danse.

Je remercie tous mes ami(e)s avec qui j’ai passé les bons moments de loisirs et affronté ensemble les difficultés, et qui m’ont soutenu de près ou de loin.

A toi qui te reconnaîtras, merci pour ton soutien au quotidien. Mes humeurs ont tellement fluctué, mais ton soutien a été sans relâche. Je t'en suis reconnaissant.

Je ne saurais passer sous silence le réconfort moral et le degré d'amitié de celui-là avec qui nous avons cheminé depuis les bancs de l'école jusqu'aujourd'hui. Je suis certain que tu te reconnaîtras dans mes écrits. Sois en remercié.

Enfin, je tiens à remercier ma famille, chacun en sa qualité. Vous m'avez entouré de toute votre affection et transmis la graine d'amour et du progrès. Malgré la distance qui nous sépare, j'ai entendu et compris la nécessité de l'amour et de l'unité, passage obligé pour la réussite dans tout ce que nous entreprenons.

Dédicaces

Dédier un travail à une personne ou à un groupe de personnes est une reconnaissance envers cette personne ou ce groupe de personnes. Les étudiants abordent généralement leur thèse de manières diverses et variées en fonction de leur situation personnelle. Dans mon cas, le choix de poursuivre mes études sur une thèse constitue tout d'abord la réalisation d'une promesse faite à moi-même d'une part. D'autre part, c'est aussi celle faite à mon père de son vivant qui m'encourageait dans mon premier choix qui m'aurait permis de présenter plutôt une thèse de médecine. Décédé alors que j'étais en seconde année de Licence courant 2009 et maintenant devenu adulte, le seul cadeau que je peux lui offrir à titre posthume, est la réussite. Cela passe aujourd'hui par ces travaux de thèse constituant un pas supplémentaire vers le progrès, que je lui dédie. De manière générale, l'Homme possède en lui la divinité. La maman est particulièrement celle qui est le vecteur de transmission de la vie. Sans elle, je n'aurais écrit ces lignes. Tu es celle à qui je dois tout. Je te dédie également mes travaux.

A mes sœurs et frères, avoir une famille est une grâce. Je suis convaincu que sans la famille, il est facile de devenir un grain perdu facile à neutraliser. Sans vous, je n'aurais pu aborder avec courage et bravoure ce travail. Il constitue pour moi une pensée particulière sur le chemin d'une unité éternelle. Comme quoi, au-delà d'un quelconque geste direct, l'existence seule d'une famille est une force.

Aux parents, ami(e)s et connaissances dont la liste est longue, qui m'ont apporté un soutien moral, matériel ou financier, je vous adresse une pensée particulière.

Je m'incline et je salue au passage la mémoire de ceux ou celles qui devraient être là à mes côtés afin d'apprécier mon travail de fin d'études, mais qui, malheureusement, ont quitté ce monde. Pour finir, je rends un vibrant hommage aux nombreuses vies des jeunes qui croyaient et espéraient un avenir meilleur, mais malheureusement, arrachées par les guerres et ses conséquences dans le monde en général : Afrique, Amérique du sud, Asie, etc. et en République Centrafricaine en particulier.

Résumé

Améliorer les performances des systèmes de production, de stockage et de distribution d'énergie thermique en milieu urbain nécessite une étude détaillée. Ainsi, un outil d'aide à la décision dans le choix de la source de récupération et de sa valorisation en milieu urbain a été développé. Il estime le potentiel dans différents cas de récupération de chaleur fatale sur les eaux-usées, les effluents des blanchisseries, les verreries, les usines d'incinération d'ordures ménagères (UIOM) et les datacenter. Suivant la température de récupération, l'utilisation d'un dispositif supplémentaire pour élever le niveau de température est nécessaire. La PAC est alors une solution technique adaptée mais les rendements énergétiques et l'équation économique ne sont pas garantis car ils dépendent d'autres paramètres extérieurs. Différents cas d'installations d'approvisionnement en ECS sont alors simulés et comparés. Les systèmes combinés peuvent réduire les pics de puisage, ce qui permet d'avoir une homogénéisation des profils de consommation et par conséquent, une augmentation de l'efficacité énergétique selon le dimensionnement du système de stockage. A ce jour, le stockage thermique se fait généralement dans des ballons d'eau chaude sous forme de chaleur sensible. Ainsi, dans la thermocline et dans d'autres parties du ballon, la diffusion thermique entre différentes couches d'eau détériore la stratification. Dans le collectif, en plus d'avoir moins de standby, le volume du ballon limite l'impact de la conduction. La stratification est mieux gardée dans l'installation collective qu'en individuel. Une comparaison est également faite entre le stockage direct d'ECS et le stockage indirect à travers les matériaux à changement de phase (MCP). L'intégration de TES peut aider à augmenter à la fois la fraction RRES (RRES, pour Renewable and Recovery Energy Sources - ou encore EnRR) côté besoins et le taux de récupération d'énergie sur le potentiel des sources, côté production. Enfin, un modèle de réseau de chaleur ancien a été développé. Les résultats confirment qu'il ne satisfait pas l'intégration des sources récupérables. Toutefois, à partir des méthodes de contrôle telles que le déphasage de la puissance de chauffage dans les bâtiments et le pilotage de la température de production, les pics de la puissance d'appel sont réduits.

Mots clés : Energie thermique, production, stockage thermique, réseau de distribution, récupération, stratification, déphasage de puissance

Abstract

To improve the performance of urban thermal energy production, storage and distribution systems requires a detailed study. So, for the choice of urban waste heat recovery and its valorisation in urban environment, an estimation tool has been developed. It estimates the potential in different cases of urban waste heat recovery in sewage water, datacenter, industrial sources (glass factory, industrial laundry), waste incinerator factory. According to recovery temperature, we need to be upgraded level by a heat pump. This system is adapted as technical solution, but without energetic and economic guarantees because heat pump depends on other external parameters. Different cases of domestic hot water (DHW) supplying installations are simulated and compared. The combined systems can reduce the peak-drawing, which leads to homogenization profiles consumption and ultimately to increased efficiency according to model parameters of storage system. Today, the storage thermal is executed in hot water tank as sensible heat. So, in the thermocline and the rest of tank, the thermal diffusion between different nodes deteriorates the stratification. The advantage in collective system is that the delay of standby is less important and the low volume of storage tank limits the conduction. In collective, the degree of stratification is better than individual system. A comparison between direct storage of DHW and indirect storage of phase change materials is done. The integration of TES can help increase both RRES (Renewable and Recovery Energy Sources) fraction of the demand side and recovery rate of the sources. Finally, an ancient district heating is modeled. The results show that the integration of recoverable sources is not realisable. However, the peak of power demanded is reduced by the method of peak shifting.

Keywords : Thermal energy, production, thermal storage, district heating, recovery, stratification, power peak shifting

Nomenclature

Notations

A	Surface de transfert	(m ²)
C _p	Capacité thermique	(J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)
D	Diamètre	(m)
ΔT	Pas de temps	(h)
ΔH	Variation d'enthalpie massique de MCP	(kJ/kg)
δ	Coefficient de concomitance	(-)
d _{th}	Densité thermique	(kW _h /m.an)
ε	Taux de conservation d'énergie	(-)
η	Efficacité de stockage	(-)
ε	Taux de perte d'énergie spécifique	(-)
ε _s	Coefficient de maintien de stratification	(-)
f _{RRESi}	Taux de couverture des besoins par les énergies renouvelables ou de récupération	(-)
f _{RRES}	Taux de couverture dans le cas idéal	(-)
γ	Taux de charge et de décharge spécifique	(s ⁻¹)
H	Coefficient d'échange de chaleur entre HTF et MCP (indirect TES)	(W.m ⁻² .°C ⁻¹)
k _T	Critère de dimensionnement du ballon avec la configuration 1	(-)
k _{draw}	Critère de dimensionnement du ballon avec la configuration 2	(-)
K _s	Coefficient de déperditions du ballon	(W/m ² .K)
λ	Conductivité thermique	(W/m.K)
L _{hd}	Longueur du réseau	(m)
ṁ	Débit	(L/h)
N _{TES}	Nombre de cycle de fonctionnement effectif	(-)
P	Puissance de charge ou de décharge	(kW)
Q _{distr}	Energie distribuable	(kW _h)
Q _{besoins}	Besoins énergétiques	(kW _h)
Q̇	Puissance thermique	(kW)
Q	Energie thermique	(kW _h)
Q _{TES}	Capacité de stockage d'énergie	(kW _h)
Q _{sto}	Energie stockée dans le TES	(kW _h)
r	Rayon	(m)
ρ	Densité	(kg.m ⁻³)
T _h	Température source chaude	(°C)
T _c	Température source froide	(°C)
T	Température	(°C)
T _{outT}	Température de sortie du ballon	(°C)
T _{distr}	Température de distribution	(°C)
t	temps	(h)
t _{ON}	Durée d'utilisation	(h)
τ	Vitesse de de-stratification	(°C/h)
U	Coefficient de transfert de chaleur	(W/m ² .K ⁻¹)
V	Volume total de stockage effectif total	(m ³)
Ṁ	Débit volumétrique de HTF (m ³ .s ⁻¹)	
Ẇ	Puissance électrique	(kW)
W	Energie électrique	(kW _h)

Indices

amb	ambient, environmental
aux	auxiliaires
cap	capacité
cha	charge

CH	Chauffage
comp	Compresseur
cond	Condenseur
cons	Consommation, demande
direct	direct TES (aquifer or tank)
discha	décharge
ext	extérieur
eff	effectif
HX	Echangeur de chaleur
HP	Heat pump (PAC)
int	intérieur
inner	intérieur
indirect	indirect TES (borehole or PCM)
loss	Pertes thermiques
min	minimum
max	maximum
node ou N	nœuds
outer	surface extérieur
prod	production
theo	théorique
syst	système
sto	stockage
th	thermique
w	water

Abbreviations

ATES	Aquifer Thermal Energy Storage	
Appt.	Appartement	
BP	Basse pression	
Config	Configuration	
Coll	Collectif	
COP	Coefficient de Performance	
EH	Equivalents habitants	
ECS	Eau Chaude Sanitaire	
GES	Gaz à effet de serre	
HP	Haute pression	
HTF	Heat Transfer Fluid	
Ind	Individuel	
PAC	Pompe à chaleur	
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur	(J/kg)
PCM (ou MCP)	Phase Change Material	
RCU	Réseau de Chaleur Urbain	
RR	effective Recovery Rate of a RRES against its total production potential	
RRES	Renewable and Recovery Energy Sources	
STEP	Station d'épuration	
TES	Thermal Energy Storage	
UIOM	Usine d'Incinération d'Ordures Ménagères	

Introduction générale

L'année 2016 a été la dernière d'une série de trois années consécutives où la température de l'atmosphère n'a cessé d'augmenter. Le mercure a connu une montée record de janvier à août. Quant à la température à la surface des terres et des océans, elle a augmenté de $0,94\text{ }^{\circ}\text{C}$ par rapport à la moyenne du 20^{ème} siècle qui fut de $13,9\text{ }^{\circ}\text{C}$. Le record de 2015 a donc été dépassé plus exactement de $0,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1]. La température à la surface des terres seules a été $1,43\text{ }^{\circ}\text{C}$ supérieure à la moyenne du 20^{ème} siècle, et de $0,75\text{ }^{\circ}\text{C}$ supérieure à celle des océans ; ce qui illustre l'impact du réchauffement climatique tout au long de cette année. Cela correspond à $0,1$ point de plus que le record de 2015 [2].

De nos jours, confrontés aux différents problèmes de gestion d'énergie, les hommes continuent toujours de chercher le meilleur moyen qui favoriserait une utilisation rationnelle des ressources énergétiques tout en évitant au maximum la pollution de l'atmosphère. En décembre 2015, après le sommet de la COP21 réunissant différents pays du monde à Paris afin de débattre sur les questions relatives aux changements climatiques, d'importants engagements ont été pris. En effet, à l'allure où les dérèglements climatiques et autres bouleversements se font ressentir, l'heure est aux prises de décision et à la prise de conscience des peuples. Toutefois, il est important de noter qu'alors que certaines de ces décisions sont avantageuses pour certains, elles défavorisent beaucoup de pays sous-développés qui subissent les conséquences de la mauvaise gestion énergétique d'autres, les besoins n'étant pas les mêmes. Les engagements pris concernent l'efficacité énergétique et les émissions de carbone. Ainsi, les secteurs à forte consommation sont concernés par la réflexion sur la question énergétique. Ces besoins évoluent en fonction de la localisation et de la démographie.

En Europe par exemple, les besoins en chauffage et en Eau Chaude Sanitaire (ECS) représentent dans le secteur résidentiel 80% de la consommation totale d'énergie primaire [3]. Comme le présente la Figure 1, en France, les dépenses énergétiques étant partagées entre trois (3) secteurs : le bâtiment, l'industrie et le transport, nous constaterons que c'est le bâtiment, avec 44% , qui est le plus gros consommateur d'énergie.

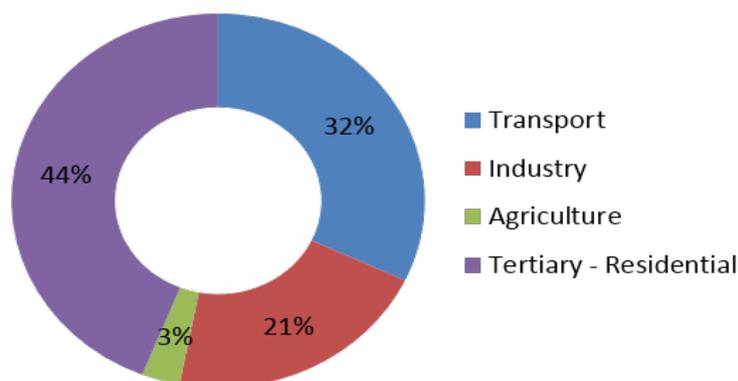


FIGURE 1 – Consommation énergétique par secteur en France

Selon l’Agence de l’Environnement et de la Maîtrise de l’Energie (ADEME), les besoins en chauffage et en ECS représentent donc 35,2 % de la consommation d’énergie primaire totale [4], au sein de ce secteur. Les besoins de ces deux postes sont constitués essentiellement d’énergie thermique. L’un, en l’occurrence le chauffage, dépend directement de l’enveloppe du bâtiment, des conditions climatiques et du système de gestion technique tandis que l’autre, l’ECS, est principalement fonction de l’utilisateur.

Sur la base de différentes études multi-dimensionnelles, au niveau de la communauté européenne, la directive sur l’efficacité énergétique (DEE) et la directive européenne sur la performance des bâtiments (DEPB) ont revu à la hausse en novembre 2016 le seuil du taux d’efficacité énergétique ciblée en 2030. Il est fixé à 30 % au lieu de 27 % [5]. Cela représenterait une baisse de la consommation d’énergie finale de 17 % par rapport à 2005. L’efficacité énergétique se traduit par : i) la hausse de la croissance économique et la sécurité énergétique, ii) la baisse du coût d’électricité et celle des charges liées à la pollution, iii) la création d’emplois. Pour atteindre cet objectif, selon ces directives, la meilleure option est d’améliorer l’efficacité énergétique dans le secteur du bâtiment. De plus, les chiffres permettant d’atteindre cet objectif, avancent que 75 % des bâtiments en Europe doivent encore être rénovés. Au rythme actuel, le taux annuel de rénovation est compris entre 0,4 et 1,2 %. Ceci étant, avec l’application des directives retenues, ce taux devrait augmenter. En effet, ces directives favorisent une rénovation rentable des bâtiments existants grâce à des déductions fiscales, des subventions ou un accès plus facile aux crédits.

En France, des efforts en matière de législation dans le secteur des bâtiments ont également été consentis. En 2015 par exemple, la loi sur la transition énergétique pour une croissance verte [6] a été adoptée. Cette loi vise une réduction de 50 % de la consommation nationale d’énergie d’ici 2050. Aussi, des mesures rétroactives dans le secteur du bâtiment ont été prises concernant les exigences de consommation d’énergie allant du bâtiment public aux bâtiments commerciaux ainsi que les bâtiments collectifs ou individuels. L’une des solutions proposées est le développement de sources d’énergies fatales récupérables et de différentes sources d’énergie renouvelable. L’exploitation de ces sources peut à la fois améliorer la situation actuelle marquée par la dépendance énergétique et réduire l’impact sur l’environnement. Une autre chose importante est que l’empreinte carbone peut être réduite considérablement. Le bâtiment génère 23 % des gaz à effet de serre et reste derrière le transport qui est le plus gros émetteur. Il est donc le secteur principal où des réglementations sont définies afin de réduire cette consommation pour tenir compte de la raréfaction des ressources fossiles. Aujourd’hui, la production de l’ECS est essentiellement basée sur des systèmes à ressources fossiles, émetteur de gaz à effet de serre (GES) ou des résistances électriques, fortes consommatrices d’énergie électrique. Face à ces différents défis énergétiques et environnementaux, l’ADEME s’est fixée une politique énergétique basée sur l’utilisation des énergies renouvelables (solaire, éolienne, biomasse, etc....), le développement

de nouvelles sources d'énergies renouvelables plus stables d'origine marine (Energie Thermique des Mers en abrégé ETM, hydrolienne,...) et enfin l'amélioration de l'efficacité énergétique. L'idéal serait de faire croître de façon sensible la part des énergies récupérables et renouvelables au détriment des énergies fossiles couramment utilisées dans les chaudières classiques. D'ici 2050, l'objectif de la France est de diviser par 4 les émissions de gaz à effet de serre. Le Commissariat Général au Développement Durable (CGDD), dans son dernier rapport de 2016 rappelle les décisions post-Grenelle à l'exemple de la rénovation de l'ensemble des logements sociaux, avec, d'ici 2020, la réalisation de travaux sur les 800 000 logements sociaux les plus énergivores et la généralisation de construction de bâtiments à énergie positive à cette même date [7]. Il s'agit donc de mener des recherches sur la baisse de la consommation d'une part et sur la production d'énergies renouvelables d'autre part. La Figure 2 montre que baisser la consommation dépend principalement du comportement humain ; ce qui n'est donc pas facile à gérer. De plus, l'intermittence des sources renouvelables constitue aussi un facteur limitant de la production thermique.

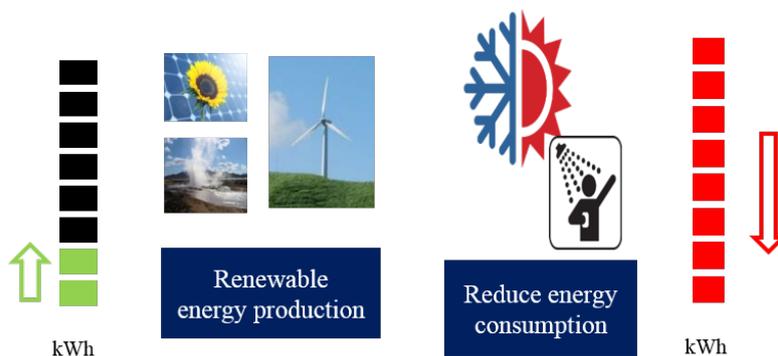


FIGURE 2 – Consommation et production thermique

A cet effet, les problématiques et enjeux de la thèse concernent les réseaux de chaleur urbain (RCU) dans un contexte d'énergies renouvelables et récupérables (EnRR). Ils constituent une contribution aux défis de l'institut de transition énergétique Efficacity. Les questions auxquelles les travaux répondent sont les suivantes :

- Quels gains de performances à l'échelle d'un quartier ?
- Quelles sources de chaleur accessibles ?
- Quelles technologies de récupération et de stockage associées ?
- Comment les mettre en œuvre ? (Dimensionnement, scénarisation, etc.)

Ainsi, les travaux de recherche ont pour objectif de développer un outil d'aide à la décision permettant d'identifier des stratégies et configurations optimales des systèmes de production thermique en milieu urbain. Différentes sources récupérables et/ou renouvelables disponibles dans la ville seront recensées et étudiées. Quant aux demandes, seuls l'ECS et le chauffage seront pris en compte, avec l'intégration d'un système de stockage et d'un réseau de chaleur.

Pour une bonne compréhension, nous avons fait le choix de présenter nos travaux sous forme de six chapitres.

Le chapitre 1 sera consacré à l'état de l'art sur les systèmes de production, de stockage et de distribution d'énergie thermique en milieu urbain. Ce chapitre nous permet de situer l'apport de nos recherches dans la communauté scientifique.

Le chapitre 2 consiste à identifier les différentes sources d'énergies renouvelables ou de chaleur fatale disponibles dans la ville et susceptibles d'alimenter le système de conversion d'énergie thermique tel que la pompe à chaleur (PAC) couplée à l'habitat. La classification de ces sources sera étudiée avec les bases de thermodynamique.

Ensuite, le travail réalisé au chapitre 3 a pour but de comprendre et d'analyser les différentes échelles d'implantation de pompes à chaleur air-eau en milieu urbain. Ce système de conversion

d'énergie étant considéré comme un des plus utilisés avec de bonnes performances pour peu d'impacts néfastes sur l'environnement. De plus, il peut être un concurrent des systèmes de récupération de chaleur fatale.

Par ailleurs, afin de prendre en compte le caractère temporel des sources et de la demande, il sera fait appel à une étude d'intégration de solutions de stockage thermique. Cette partie sera traitée en deux chapitres. Une première, à travers le chapitre 4, axé sur les phénomènes physiques dans les ballons de stockage d'eau et leur influence sur les performances globales du système.

Ensuite une deuxième partie, objet du chapitre 5, essaiera de résoudre la problématique du caractère intermittent de la source et le caractère fluctuant des demandes d'énergie. Notre contribution a pris la forme d'un outil d'aide à la décision destiné à faciliter le choix rapide de la capacité optimale de stockage.

Pour le cas où la production thermique se fait à l'échelle d'un quartier, l'ajout d'un réseau de chaleur dans le modèle sera nécessaire. Ainsi, le chapitre 6 abordera l'optimisation d'un réseau de chaleur urbain. Un des buts recherchés est également de favoriser l'intégration de la production de chaleur issue des sources fatales, et avoir ainsi un meilleur taux de couverture annuel en énergies récupérables et réutilisables (EnRR).

A l'issue des résultats obtenus dans chacun de ces chapitres, nous tirerons une conclusion générale permettant d'aider au dimensionnement des éléments de la chaîne production – stockage – distribution d'énergie thermique en milieu urbain.

Table des matières

Remerciements	2
Dédicaces	4
Introduction générale	10
1 ETAT DE L'ART DES SYSTÈMES DE PRODUCTION, DE STOCKAGE ET DE DISTRIBUTION D'ÉNERGIE THERMIQUE EN MILIEU URBAIN	23
1.1 Les différentes formes d'énergies thermiques produites en milieu urbain	25
1.1.1 Les sources d'énergies fatales et renouvelables en milieu urbain	27
1.1.1.1 La valorisation des énergies fatales	28
1.1.1.2 Le pilotage des systèmes pour une amélioration des performances de production	29
1.2 Les systèmes de production via PAC en milieu urbain	30
1.3 Facteurs impactant la stratification dans les ballons de stockage thermique	34
1.3.1 Influence de la stratification sur la production	35
1.3.2 Influence de la stratification sur la disponibilité d'ECS	36
1.3.3 Les pistes pour favoriser la stratification	36
1.4 Les systèmes de stockage : situation actuelle, caractéristiques et classification	37
1.4.1 La situation actuelle des TES dans les réseaux de chaleur	38
1.4.2 Exemples de données sur les sources renouvelables et fatales en milieu urbain	38
1.4.3 Les réseaux de chaleur et les nouvelles sources d'énergie	39
1.5 Les RCU : réglementations, études, installations	39
1.5.1 Politique incitative pour les RCU	40
1.5.2 L'augmentation de la performance de RCU	40
1.5.2.1 Baisse de la température de retour	40
1.5.2.2 Déphasage par stockage thermique dans le bâti	42
2 OUTIL DE VALORISATION DE CHALEUR FATALE EN MILIEU URBAIN	44
2.1 Introduction	47
2.2 Outil Recov'Heat	48
2.2.1 Présentation du modèle	48
2.2.2 Méthodologie	49
2.3 Les besoins thermiques	49
2.4 Les différentes sources de chaleur et leur classification	51
2.4.1 Chaleur fatale dans les eaux usées	51
2.4.2 Chaleur issue de datacenter	51
2.4.3 Source UIOM	52
2.4.4 Sources industrielles (verreries, blanchisseries industrielles)	52
2.4.5 Caractéristiques et classification des différentes sources fatales en milieu urbain	52
2.5 Estimation du potentiel récupérable sur chacune des sources	53
2.5.1 Dans le cas des eaux-usées et/ou blanchisseries	53
2.5.2 Dans le cas des UIOM	55
2.5.3 Dans le cas des verreries	56
2.5.4 Dans le cas des data centers	57

TABLE DES MATIÈRES

2.6	Valorisation de la chaleur fatale	58
2.6.1	Les équipements de récupération	58
2.6.2	Réseau de chaleur urbain	59
2.7	Résultats	59
2.7.1	Calculs de validation du modèle	60
2.7.2	Bilan de l'étude sur la récupération de chaleur fatale en milieu urbain	62
2.8	Conclusion	63
3	IMPLANTATION DE POMPES À CHALEUR EN MILIEU URBAIN POUR LA PRODUCTION DE L'EAU CHAUDE SANITAIRE	64
3.1	Introduction	67
3.2	Les systèmes pompe à chaleur	67
3.2.1	Fonctionnement d'une pompe à chaleur	67
3.2.2	Performances des PAC	69
3.2.3	Objectifs et méthodologie globale	70
3.3	Simulation dynamique des productions d'ECS dans différentes échelles	71
3.3.1	Performances des PAC – relations empiriques	71
3.3.2	Profils de puisage de l'ECS	72
3.3.3	Installations collectives et individuelles	73
3.3.4	Dimensionnement des PAC et du ballon ECS	73
3.3.5	Données météorologiques	74
3.3.6	Paramètres et protocoles de simulation	74
3.4	Critères d'évaluation et analyses	75
3.4.1	Paramètres de comparaisons	75
3.5	Résultats	76
3.5.1	Avec le pilotage par accumulation	76
3.5.2	Avec le pilotage par semi-accumulation	76
3.5.3	Bilan énergétique pour différentes échelles d'installations	77
3.6	Discussions	79
3.6.1	Régime de fonctionnement de PAC	80
3.6.2	Energie primaire – Energie produite – Bilan CO ₂	81
3.6.3	Bilan économique d'installation d'une PAC	81
3.7	Conclusion	82
4	INFLUENCE DES PROFILS DE PUISAGE SUR LA STRATIFICATION DANS UN BALLON DE STOCKAGE THERMIQUE	84
4.1	Introduction	87
4.1.1	Intérêt de la stratification	87
4.1.2	La consommation d'ECS collective : foisonnement des besoins	88
4.1.3	Objectifs et méthodologie	88
4.2	Etudes d'un ballon de stockage	89
4.2.1	Le modèle physique d'un ballon stratifié	89
4.2.2	Différents cas étudiés	91
4.2.3	Les profils de puisage	91
4.2.4	Paramètres de comparaison	94
4.3	Résultats et discussions	95
4.3.1	Analyse statique	95
4.3.1.1	Influence de la vitesse de de-stratification	95
4.3.1.2	Influence du coefficient de maintien de stratification ε_s	96
4.3.2	Analyse de simulation dynamique	97
4.4	Discussions	99
4.4.1	Temps de standby et conduction dans le ballon de stockage	99
4.4.2	Taux d'utilisation d'eau chaude dans le ballon en fonction du profil de puisage	100
4.4.3	Intérêt des profils étalés, type profil en milieu collectif	100
4.5	Conclusion	101

TABLE DES MATIÈRES

5	INTÉGRATION DU STOCKAGE THERMIQUE EN MILIEU URBAIN POUR LES DIFFÉRENTES SOURCES D'ÉNERGIES RENOUVELABLES ET RÉCUPÉRABLES	102
5.1	Introduction	105
5.1.1	Importance du stockage	105
5.1.2	Les principales caractéristiques techniques des systèmes TES et la stratégie d'intégration du module de stockage au réseau de chaleur	107
5.1.3	Influence de l'échelle des installations – Avantage au grand volume	109
5.1.4	Nécessité d'améliorer le transfert de chaleur pour les TES indirects	110
5.2	Modèle d'intégration de TES dans les RRES	111
5.2.1	Les paramètres du modèle de stockage	111
5.2.2	Organigramme du modèle de stockage	112
5.2.3	Critères d'évaluation	114
5.3	Récupération de l'énergie fatale en milieu urbain : Sources et besoins	114
5.3.1	Les sources d'énergie renouvelables et récupérables en milieu urbain : 4 cas d'études	115
5.3.1.1	La chaleur fatale dans les eaux usées	115
5.3.1.2	Source UIOM	115
5.3.1.3	Le solaire thermique	115
5.3.1.4	La cogénération	116
5.3.2	Estimation des besoins de chaleur	117
5.3.2.1	Besoins de chauffage	118
5.3.2.2	Les profils de puisage d'eau chaude sanitaire	118
5.4	Résultats et discussions	119
5.4.1	Impact de l'intégration de TES sur la fraction RRES et sur le taux de récupération	119
5.4.2	Choix de la capacité de stockage : journalier ou horaire ?	122
5.4.3	Comparaison entre stockage direct et stockage indirect	123
5.5	Conclusion	127
6	INTÉGRATION DE LA CHALEUR FATALE DANS LE RÉSEAU DE CHALEUR	128
6.1	Introduction	131
6.1.1	Les réseaux thermiques	131
6.1.2	Les principaux éléments d'un réseau de chaleur	132
6.1.3	Les différents niveaux de température de fonctionnement	133
6.2	Les principales caractéristiques techniques des réseaux de chaleur	134
6.2.1	Caractéristiques énergétiques	134
6.2.2	Analyse économique	135
6.3	Objectifs et méthodologie globale	135
6.3.1	Dimensionnement sur base de données réelles	136
6.3.2	Données météorologiques et consigne des besoins	139
6.3.3	Différents scénarii étudiés	139
6.3.4	Paramètres de comparaison	139
6.3.5	Paramètres de simulation	140
6.4	Résultats	140
6.4.1	Besoins de chaleur dans le modèle de référence	140
6.4.2	Modèle de référence	141
6.4.3	Pilotage de la température de production	143
6.4.4	Stockage par inertie dans le bâtiment et son pilotage	145
6.5	Discussions	148
6.5.1	Performance du réseau de chaleur : Courbe de charge	148
6.5.2	Comportement thermique des logements	149
6.5.2.1	Variation de température	149
6.5.2.2	Puissances demandées par tranche horaire et bilan d'énergie	151
6.5.2.3	Relation entre puissance et température	151
6.5.2.4	Seuil du déphasage de la puissance thermique des bâtiments	153
6.5.3	Point d'intégration de sources fatales	153
6.6	Conclusion	155

TABLE DES MATIÈRES

Conclusion générale	156
Limites et perspectives	158
Annexes	173
A1	174
A1.1 Schéma de principe d'un contrôle par la commande prédictive (MPC)	174
A2	175
A2.1 Densité énergétique Data centers	175
A3	176
A3.1 COP de la PAC en fonction des températures d'entrée côté charge et côté source - Atlantic (modèle S14 Alfea excellia tri)	176
A3.2 COP de la PAC en fonction des températures d'entrée côté charge et côté source - Trane (modèle WPWD-024)	177
A3.3 Pertes thermiques lors de la distribution et du bouclage	178
A4	179
A4.1 Production de chaleur dans un quartier	179
A4.2 Normes de dimensionnement des logements	179
A4.3 Capacité thermique	179
A4.4 Puissance maximale consommée en sous-station	180
A4.5 Débit soutiré par une sous-station	180
A4.6 Diamètre intérieur et longueur des canalisations	181
A4.7 Pertes thermiques dans les canalisations	181
A4.8 Pertes thermiques maximales du réseau	181
A4.9 Débit de départ de la chaufferie	181

Table des figures

1	Consommation énergétique par secteur en France	11
2	Consommation et production thermique	12
1.1	Production primaire d'énergies renouvelables par filière en France en 2015 – 23 MTEP	25
1.2	Part des énergies renouvelables dans la consommation finale brute d'énergie de 2005 à 2015 (réalisé) et trajectoire prévue pour atteindre l'objectif de 2020 [15]	26
1.3	Répartition des consommations de combustibles et de chaleur fatale par secteur industriel [17]	27
1.4	Valeur de COP pour une PAC géothermique pour deux températures de sortie [53]	31
1.5	Différents systèmes de stockage dans un réseau de chaleur multi-sources [107]	38
1.6	Solution Technique pour baisser température de retour et garantir le confort dans le bâtiment [128]	41
1.7	Relation entre température et débit secondaires pour la variation de température optimale [129]	41
1.8	Régulation de la température des bâtiments et influence sur la puissance consommée et le confort thermique [130]	42
1.9	Cinq cycles de pilotages de la température dans les bâtiments [131]	43
2.1	Algorithme de calcul de Recov'Heat [139]	49
2.2	Modèle d'estimation du potentiel récupérable sur les eaux-usées [138]	54
2.3	Fonctionnement UIOM [138]	55
2.4	Processus d'estimation du potentiel récupérable sur les UIOM [138]	56
2.5	Exemple de fonctionnement d'une verrerie [138]	56
2.6	Processus d'estimation du potentiel récupérable sur les verreries [138]	57
2.7	Processus d'estimation du potentiel récupérable sur les data centers [138]	58
2.8	Résultats de simulation sur Recov'Heat (Énergie récupérable et taux de couverture)	60
3.1	Fonctionnement thermodynamique d'une Pompe à chaleur (PAC)	68
3.2	Démarrage d'une PAC	69
3.3	Schéma de simulation d'un système PAC	70
3.4	Profils de puisage d'ECS	72
3.5	COP moyen annuel – Pilotage par semi-accumulation $S - A$	77
3.6	Comparaison des bilans énergétiques annuels des différents types d'installations	78
3.7	Etude de différents paramètres au démarrage de la PAC en individuel et en collectif	79
3.8	Performances en fonction de l'heure dans la journée	80
4.1	Température de l'eau fournie par deux ballons en fonction du temps de puisage : comparaison entre un ballon stratifié et un ballon totalement mélangé	87
4.2	Méthodologie d'études et d'analyses de la stratification dans un ballon de stockage d'eau chaude	89
4.3	Phénomènes physiques dans un ballon de stockage d'eau chaude	90
4.4	Différents profils de puisage étudiés - 100 L à 45 °C	93
4.5	Vitesse de réchauffement thermique d'un nœud en fonction du volume	95
4.6	Profil dans le ballon de stockage en fin de puisage et fin de journée	97
4.7	Profils de température des nœuds du ballon de stockage	98
4.8	Répartition volumique du ballon en fonction de la température	99

TABLE DES FIGURES

5.1	Estimation du potentiel de récupération de chaleur fatale avec différents niveaux de précision	106
5.2	Module de stockage	107
5.3	Stratégies d'intégration du module de stockage dans le réseau de chaleur	109
5.4	Organigramme général du modèle	113
5.5	Courbes de potentiel de récupération de 4 sources différentes	117
5.6	Besoins thermiques de 800 logements soumis au climat de Paris	119
5.7	Influence de la capacité de TES sur la fraction RRES pour les 4 sources et pour les mêmes besoins de chaleur	120
5.8	Influence du volume de TES sur le taux de récupération de RRES pour les 4 sources étudiées	121
5.9	Cycles de fonctionnement effectif de TES direct pour les 4 sources étudiées	121
5.10	Influence de la capacité de stockage sur la couverture des besoins : cas de récupération de chaleur sur le potentiel des eaux usées	122
5.11	Variation annuelle de l'état de charge d'un TES direct de 100 m ³ utilisé dans le cas de la récupération sur potentiel d'eaux usées	123
5.12	Part d'énergie perdue sur l'énergie annuelle récupérable sur les eaux usées faute des limites de stockage	125
6.1	Les différents types de réseaux thermiques	132
6.2	Schéma simple d'un réseau de chaleur	133
6.3	Schéma de dimensionnement, de simulation et d'étude d'un réseau de chaleur	136
6.4	Organigramme de dimensionnement du réseau de chaleur	137
6.5	Schéma de principe du réseau de chaleur	138
6.6	Besoins thermiques du quartier soumis au climat de Paris	141
6.7	Température du réseau de chaleur pour le modèle de référence	142
6.8	Puissances consommées et délivrées par le modèle de référence	142
6.9	Appoint et durée de fonctionnement du modèle de référence	143
6.10	Loi d'eau régissant la température de sortie en chaufferie	144
6.11	Température du réseau de chaleur pour le modèle avec pilotage de la température de production	144
6.12	Logigramme du modèle de régulation de la puissance dans les bâtiments	146
6.13	Puissance appelée en chaufferie avec et sans pilotage de la température de consigne dans les logements au mois de janvier	147
6.14	Courbes de charge à la chaufferie	148
6.15	Comportement de différents bâtiments soumis au pilotage de déphase de la puissance de chauffage	150
6.16	Variation de température et de puissance dans différents types de bâtiments soumis au pilotage de la puissance de chauffage	152
6.17	Variation de température au mois de janvier dans 2 bâtiments avec et sans pilotage de la puissance de chauffage	152
6.18	Réduction de température en fonction du temps dans les bâtiments avec différentes capacités thermiques	153

Liste des tableaux

1.1	PAC géothermiques pour une température de production $< 70\text{ °C}$	32
1.2	PAC aérothermiques en résidentiel (individuel et collectif) dans le monde	33
1.3	PAC aérothermiques en collectif et en individuel	33
1.4	PAC aérothermiques en collectif	34
2.1	Données d'entrée en fonction de chaque source	48
2.2	Coefficients mensuels de concomitance chauffage	50
2.3	Coefficients mensuels de concomitance ECS	50
2.4	Caractéristiques de récupération des sources de chaleur	53
2.5	Caractéristiques de récupération des sources de chaleur	59
2.6	Calculs de validation réalisés sur UIOM	61
2.7	Calculs de validation réalisés sur eaux usées et Datacenter	61
3.1	Critères de dimensionnement	73
3.2	Critères de dimensionnement	74
3.3	Paramètres de dimensionnement et de pilotage	75
3.4	Efficacités des installations individuelles et collectives – Comparaison 1	76
3.5	Efficacités des installations individuelles et collectives – Comparaison 2	76
3.6	Bilan CO_2	81
3.7	Bilan économique	81
4.1	Analyses statiques et dynamiques – scénarii	91
4.2	Coefficient de maintien de stratification dans différents ballons de stockage	96
4.3	Nombre de Richardson en fonction du profil de puisage	98
4.4	Caractéristiques des profils déclarés selon les normes européennes	100
5.1	Caractéristiques des systèmes de stockage directs et indirects	112
5.2	Part de récupération sur potentiel de 4 sources avec l'intégration de TES directs ou indirects avec la même capacité de stockage, 6 091 kWh	124
6.1	Surface totale des logements du quartier par types	137
6.2	Différents scénarii étudiés	139
6.3	Paramètres de performances du réseau – Température de départ fixe	143
6.4	Paramètres de performances du réseau – Pilotage de la température de départ	145
6.5	Puissances demandées par tranche horaire dans différents types de bâtiments	151
A4.1	Normes de dimensionnement des logements	179
A4.2	Valeurs de Capacité thermique des différents logements	180

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 1

ÉTAT DE L'ART DES SYSTÈMES DE PRODUCTION, DE STOCKAGE ET DE DISTRIBUTION D'ÉNERGIE THERMIQUE EN MILIEU URBAIN

Sommaire

1.1	Les différentes formes d'énergies thermiques produites en milieu urbain	25
1.1.1	Les sources d'énergies fatales et renouvelables en milieu urbain	27
1.2	Les systèmes de production via PAC en milieu urbain	30
1.3	Facteurs impactant la stratification dans les ballons de stockage thermique	34
1.3.1	Influence de la stratification sur la production	35
1.3.2	Influence de la stratification sur la disponibilité d'ECS	36
1.3.3	Les pistes pour favoriser la stratification	36
1.4	Les systèmes de stockage : situation actuelle, caractéristiques et classification	37
1.4.1	La situation actuelle des TES dans les réseaux de chaleur	38
1.4.2	Exemples de données sur les sources renouvelables et fatales en milieu urbain	38
1.4.3	Les réseaux de chaleur et les nouvelles sources d'énergie	39
1.5	Les RCU : réglementations, études, installations	39
1.5.1	Politique incitative pour les RCU	40
1.5.2	L'augmentation de la performance de RCU	40

1.1 Les différentes formes d'énergies thermiques produites en milieu urbain

Les territoires connaissent depuis plusieurs années ce qu'on appelle le « phénomène d'urbanisation ». Cela correspond à une concentration de la population au sein des agglomérations. D'ici 2050, trois habitants sur quatre seront des citadins [8]. Cette concentration de populations entraîne une augmentation localisée des besoins en énergie. Ainsi, en France par exemple, 3,7 Tep/an (soit 34,89 MWh/an) est le chiffre correspondant à la consommation moyenne d'énergie primaire par habitant en France en 2014. Cette valeur est 7 fois supérieure à la consommation annuelle d'énergie par habitant en Ethiopie mais deux fois inférieure à celles des Etats-Unis et du Canada [9]. D'autre part, les besoins d'énergie en milieu urbain sont couverts pour la plupart à partir de sources fossiles parmi lesquelles le nucléaire et le pétrole dominent avec respectivement 44,3 % et 30,3 % dans le mix énergétique national primaire. Ensuite viennent le gaz (12,6 %), les énergies renouvelables thermiques et y compris la valorisation des déchets (9,5 %) et enfin le charbon (8,7 %) [10]. Parmi les sources renouvelables, la ville peut disposer de différents types. C'est le cas de l'énergie solaire, du vent (éolienne), de la terre (géothermie), des cours d'eau (hydraulique) et de la biomasse.

C'est dans ce contexte que s'inscrit cet état de l'art. Il a pour objectif de parcourir l'ensemble de la chaîne de production à la consommation de l'énergie thermique en milieu urbain en passant par le stockage. Les systèmes de production, les modes de régulation ou de pilotage, les formes de stockage et la distribution vont ainsi faire l'objet de recensement et d'analyse dans ce chapitre.

En France, la production primaire d'énergies renouvelables par filière en 2015 a atteint un total de 23 MTEP (soit 267,49 TWh) [11]. La répartition est présentée sur la Figure 1.1.

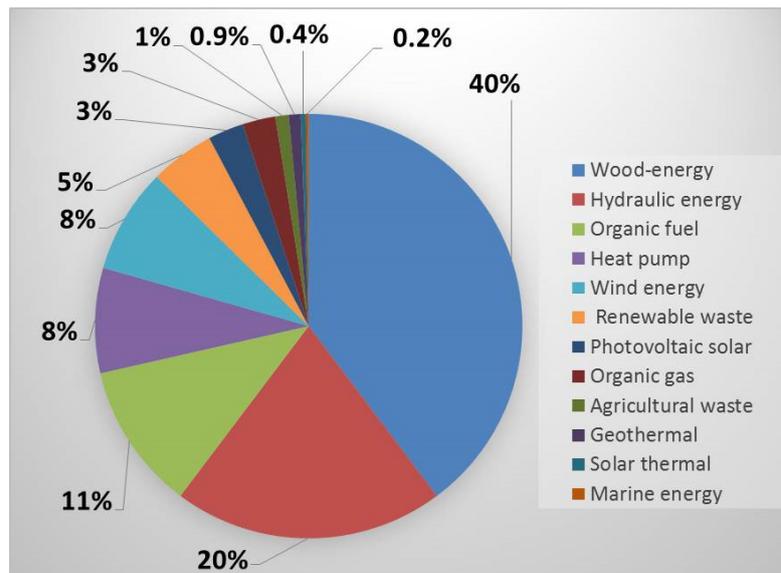


FIGURE 1.1 – Production primaire d'énergies renouvelables par filière en France en 2015 – 23 MTEP (adaptée de [12])

Les chiffres obtenus nous montrent que le bois est l'une des sources prépondérantes dans la production à partir de sources renouvelables ; ceci, grâce aux réseaux de chaleur (RCU) bois-énergie. Le solaire (3,1 %, avec photovoltaïque 2,7 % et thermique 0,4 %), l'éolien (8 %), la géothermie (0,9 %) sont certes accessibles dans certaines mesures en milieu urbain mais sont confrontés également au manque de surface. Ils sont donc très peu exploités [13].

En milieu urbain, les systèmes de production existants sont soit centralisés, soit décentralisés. Dans le premier cas, l'énergie nécessaire à la couverture des besoins est acheminée jusqu'aux différents points de consommation. Elle est donc fournie par une centrale de production pouvant comprendre un ou plusieurs systèmes de production. Dans le cas d'une décentralisation, il s'agit d'unités ou de groupes d'unités individuelles de production. Ces systèmes ont largement été étudiés. Pour la production

1.1 Les différentes formes d'énergies thermiques produites en milieu urbain

thermique en milieu urbain, le système le plus utilisé aujourd'hui ou le plus connu est celui des chaudières à gaz ou fioul en installation centralisée. Dans l'individuel, nombreux sont les chauffe-eau et radiateurs électriques, grands consommateurs d'énergie. Selon les estimations fournies par le bilan annuel de 2016 d'Uniclimate, le marché des chaudières gaz et fioul est globalement stable à la hausse, 594 milliers d'unités en 2015 et 600 milliers en 2016, soit 1 % d'augmentation [14]. L'Etat encourage de moins en moins ces types d'installations au profit de l'intégration des sources renouvelables et ou de récupération. Ceci étant, il serait approprié de s'intéresser en détail aux différentes sources d'énergie renouvelables à travers les diverses études qui ont été réalisées autour de chacune d'entre elles.

En 2009, le Parlement européen et le Conseil de l'Union Européenne ont adopté une directive relative à la promotion des énergies renouvelables [12]. Cette dernière impose que la production d'énergie à partir de sources renouvelables en France atteigne 23 % de la consommation finale brute d'énergie à l'horizon 2020. Toutefois, cet objectif est loin d'être atteint au vu des différents bilans à ce jour. La Figure 1.2 présente dans un premier temps l'évolution depuis 2005 jusqu'à 2015 de la part des énergies renouvelables dans la consommation finale brute d'énergie. Elle montre également les prévisions pour atteindre l'objectif fixé à 2020.

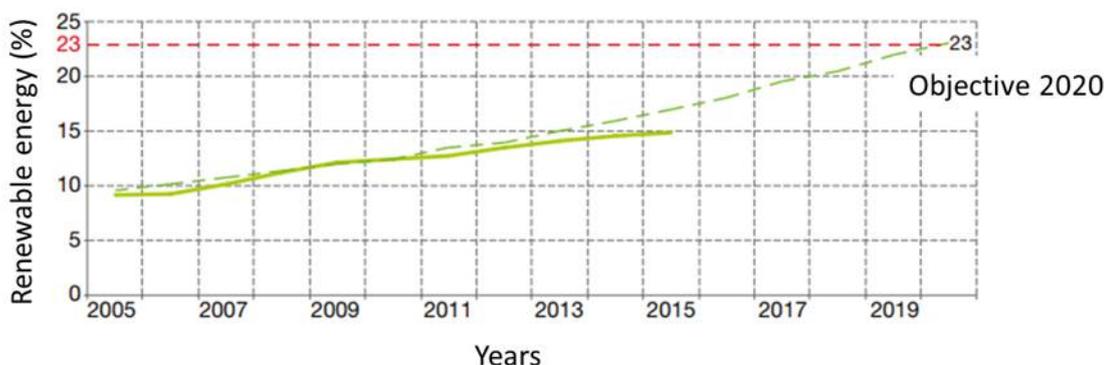


FIGURE 1.2 – Part des énergies renouvelables dans la consommation finale brute d'énergie de 2005 à 2015 (réalisé) et trajectoire prévue pour atteindre l'objectif de 2020 [15]

Nous remarquons qu'en 2015, la part d'EnR avait atteint 14,9 % ; ce qui reste inférieur aux 17 % prévus par la trajectoire définie par la France pour atteindre l'objectif 2020.

Les RCU sont considérés comme étant un vecteur important dans la promotion des énergies renouvelables et de la chaleur fatale. Ainsi, de nombreux efforts sont consentis. Cela a permis d'augmenter la part des EnR à près du tiers de la consommation primaire des RCU. Contrairement à la répartition d'énergie primaire totale à l'échelle nationale, dans les RCU, la situation est différente. Le gaz naturel demeure la principale source d'énergie, avec une part de 43 % en 2015 pour une consommation totale du réseau de 3 Mtep. Il est suivi par la chaleur d'Usine d'Incineration d'Ordures Ménagères (UIOM) externe (18 %), la biomasse (17 %), le charbon (6 %), les déchets urbains (6 %), la chaleur aéro/géothermique ou solaire (3 %), l'électricité (3 %), le fioul et GPL (2 %) et d'autre chaleur externe (2 %) [16].

D'un autre côté les sources de récupération ou sources fatales, principalement sous forme de chaleur sont rejetées pendant ou à la fin d'un procédé énergétique. L'énergie fatale est donc dégagée par un processus dont la production de chaleur n'est pas l'objectif initial. Elle n'est donc rien d'autre qu'une énergie destinée de base aux pertes. D'où l'intérêt de se placer à ce niveau afin de récupérer cette énergie. Ainsi, comme le montre la Figure 1.3, les sources de chaleur fatale telles que celles prélevées dans le milieu industriel sont nombreuses.

1.1 Les différentes formes d'énergies thermiques produites en milieu urbain

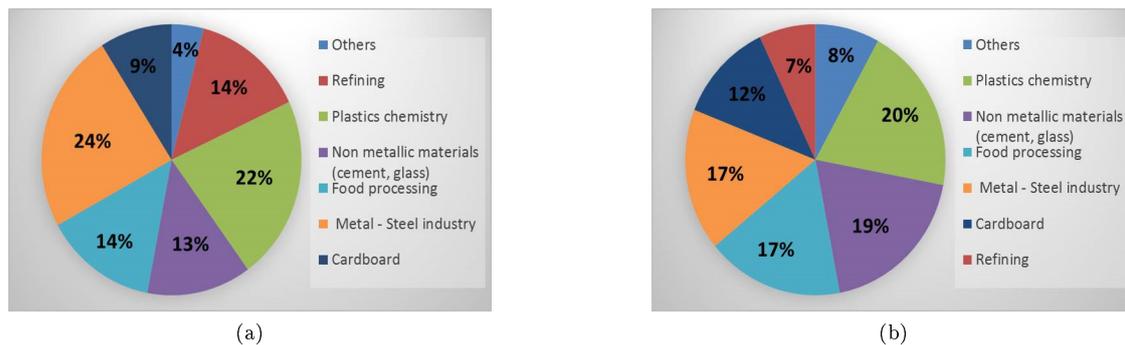


FIGURE 1.3 – Répartition des consommations de combustibles et de chaleur fatale par secteur industriel [17]

(a) Répartition de la consommation de combustibles dans l'industrie 315 TWh (b) Chaleur perdue à 100 °C et plus dans l'industrie 51 TWh

Les données de la Figure 1.3 [17], montrent que les pourcentages de consommation et de gisement de chaleur fatale par secteur ne sont pas les mêmes. A titre d'exemple, les industries agro-alimentaires qui représentent 14 % de la consommation de combustibles, correspondent à 17 % du gisement de chaleur fatale. En effet, les conditions de fonctionnement des sites de production influent également sur le potentiel de chaleur fatale.

D'autres sources fatales sont dites domestiques. C'est le cas de la chaleur des eaux usées, de datacenter. Toutefois, les eaux usées sont également récupérables en industrie, telles les blanchisseries industrielles.

Dans le chapitre 2 de ces travaux de thèse seront présentées principalement les différentes formes d'énergies fatales disponibles et récupérables en milieu urbain, ainsi que quelques sources d'énergies renouvelables. Les différentes études de performance du système de la production à la consommation y sont abordées afin de mieux comprendre la nécessité d'une étude particulière du système de production.

1.1.1 Les sources d'énergies fatales et renouvelables en milieu urbain

Dans un contexte de transition énergétique, des solutions émergent et les objectifs nationaux et européens [18] tendent à multiplier la part de la chaleur renouvelable et de récupération (EnR&R). De plus, même si les études qui ont fait l'objet de recherche de solutions sur les sources fatales restent très peu, la question occupe une position centrale dans le défi énergétique en milieu urbain. En France et particulièrement en milieu urbain, la consommation d'énergie thermique représente 52 % de la consommation totale selon le CEREMA, Centre d'Etudes et d'expertise sur les Risques, l'Environnement, la Mobilité et l'Aménagement [19]. Comme dit précédemment, cette consommation intègre essentiellement le chauffage et l'ECS. Le mix énergétique dans de nombreux systèmes de production est de plus en plus observé car favorisé par la loi à travers des subventions [20]. Poul Alberg le démontre à travers ses études sur les effets d'un stockage de chaleur, de biogaz et d'électricité sur la performance d'un système 100 % renouvelable (Aalborg au Danemark) – Eolien – Biogaz – Géothermie [21]. Il en tire les conclusions suivantes : i) Aucun impact du stockage biogaz sur le Mode condensation ; ii) Impact (Stockage chaleur) en absence de vent ; iii) la taille du stockage diminue avec l'augmentation de la consommation. Parmi les solutions pour la transition énergétique, les technologies de l'énergie solaire, avec ses deux applications c'est-à-dire thermique et photovoltaïque sont plutôt bien maîtrisées. A titre d'exemple, la technologie classique de capteurs plans permet de générer de l'eau chaude entre 20 °C et 40 °C sans vitrage isolant et entre 70 °C et 120 °C si la présence d'une vitre réduit les déperditions thermiques. Il est possible de monter jusqu'à 300 °C lorsqu'il y a une couche de vide entre deux vitres et ce, dans les cas les plus favorables [22]. Ainsi, les gammes de puissances disponibles sont de 4 kW thermique (en individuel) à 100 kW thermique (dans le collectif). Des températures élevées peuvent donc être atteintes quand bien même la température de consommation pour les besoins de chauffage, d'eau chaude sanitaire reste inférieure. Des besoins supplémentaires pourront donc être couverts. L'Allemagne, la Grèce et l'Autriche ont beaucoup développé cette application et possèdent l'essentiel

1.1 Les différentes formes d'énergies thermiques produites en milieu urbain

de la surface de capteurs solaires installée dans l'Union Européenne (plus de 75 %). En France, des dizaines de milliers de chauffe-eau solaires individuels sont installés [23]. De tels systèmes nécessitent une bonne régulation permettant d'asseoir un certain équilibre entre la production et les besoins. Ceci étant, il est parfois nécessaire de faire des compromis pour garantir une bonne couverture de besoins. C'est dans ce but que VIKOR a été développé par exemple. C'est une méthode de classement de compromis. Elle présente l'indice de classement multicritères en fonction de la mesure particulière de «proximité» à la solution «idéale» [24]. Elle a fait ses preuves dans le cadre d'un projet d'EnR initié par le gouvernement espagnol, la méthode VIKOR est utilisée en parallèle avec la méthode Analytical Hierarchy Process [25] pour pondérer l'importance des différents critères. Les résultats de cette étude de San Cristobal qui constituent un outil d'aide à la décision, indiquent que l'option de la centrale de biomasse (co-combustion dans une centrale électrique conventionnelle) est le meilleur choix, suivie des alternatives éoliennes et solaires thermoélectriques [26].

Avant de développer plus longuement cette notion de pilotage, il est intéressant d'aborder d'abord la situation actuelle des énergies fatales en milieu urbain.

Comme autre forme d'énergie, un modèle hydraulique a été développé par Yan et al. Il est en mesure de simuler les performances hydrauliques d'un système de pompe à vitesse variable dans les réseaux de chaleur, basé sur les lois de Kirchhoff [27]. Les résultats du modèle simulé ont été comparés avec un réseau réel en Chine. Les résultats montrent qu'avec un pilotage des pompes, le système simulé offre une meilleure performance d'économie d'énergie d'au moins 30 % comparé au système réel. Ceci étant, la consommation d'électricité est aussi réduite. Xu et al. ont étudié les nouveaux systèmes de chauffage urbain en Chine au travers du comportement des consommateurs et les influences sur la performance hydraulique. Ils se penchent également sur la recherche d'une stratégie de conception / contrôle appropriée pour ces systèmes [28]. Ils en concluent que pour les réseaux existants, il y a très peu d'influence sur les performances du système en présence de régulation stochastique des consommateurs. Ils préconisent alors de choisir et de conserver une valeur de consigne minimale de débit des pompes tout en augmentant la quantité de chaleur demandée par les consommateurs. 10 % est le pourcentage d'énergie économisée entre le système existant et un nouveau système où on applique la régulation. En 2009, la conception du réseau de chaleur de Xinghai Bay en Chine a fait appel à une étude d'optimisation des PAC avec l'eau de mer comme source froide. Cette étude prend en compte plusieurs contraintes de fonctionnement dont le coût [29]. Le modèle développé prend en compte la variété de la charge de chauffage et de la charge de refroidissement, l'ajustement opérationnel pour différentes périodes de l'année. Il traite l'aspect du déséquilibre hydraulique du système, et permet d'améliorer l'efficacité de fonctionnement tout en réduisant considérablement le coût annualisé en comparaison avec la méthode de conception ordinaire.

1.1.1.1 La valorisation des énergies fatales

Sans récupération / valorisation, les énergies fatales sont perdues. Cette section présente quelques travaux menés dans ce domaine. Des études comme celle de Jurado et al. qui développent un modèle de régulation d'une turbine à gaz couplé à un modèle simplifié pour un générateur de vapeur à récupération de chaleur et pour sa turbine à vapeur en aval [30] soulignent l'importance de la récupération d'énergie fatale. Dans le cas présent, ils modélisent la performance à pleine charge des systèmes de cogénération à base de technologies de gazéification / turbine à gaz. Toutefois, parmi les sources fatales récupérables, la chaleur sur les eaux usées est l'une des plus développées à ce jour. Cette source comprend à la fois les eaux usées domestiques (eaux ménagères et eaux vannes), les eaux pluviales et autres eaux usées (avec autorisation préalable). Les réseaux d'assainissement dirigent les eaux usées vers des stations d'épuration où elles sont traitées. En France, plus de 300 000 km de ces réseaux sont répartis sur le territoire. La récupération de chaleur sur ces effluents, déjà partiellement développée dans de nombreux pays et à plusieurs échelles [18], se caractérise par deux paramètres principaux : la température et le débit. Pour cette source, seul un petit nombre de projets de récupération de chaleur fatale sont développés à grande échelle [31]. Quant à l'industrie du verre, elle est omniprésente en Europe. La production moyenne d'une verrerie avec des fours, est d'environ 700 tonnes de verre par jour (de plusieurs types) [32]. Initialement implantées à l'écart des villes, la forte croissance du tissu urbain ramène bon nombre d'entre elles en zone urbaine, voire en pleine ville (Le Havre, Baccarat, ...). La récupération dans le cas de ces types d'industrie est très proche de celle dans les Usines d'incinération d'Ordures ménagères (UIOM). Holmgren étudie en 2006 un RCU à gaz naturel où ont

été intégré la chaleur résiduelle des industries et celle de l'incinération des déchets [33]. La production par la cogénération a pris le relais sur les chaudières et les PAC. L'apport de l'énergie récupérée sur la chaleur des industries et sur celle de l'incinération des déchets complètent le reste de la production. D'un point de vue environnemental, la production par récupération d'énergie contribue valablement à sa protection. Perry et al. ont mené une étude démontrant qu'il est possible de réduire l'empreinte carbone en intégrant le potentiel récupérable sur la chaleur des déchets et les énergies renouvelables localement dans les systèmes énergétiques [34]. Estimer le potentiel récupérable est une chose, la faisabilité en est aussi une autre. En effet, entre la quantité estimée et la quantité réellement récupérée, il existe une réelle différence. Ainsi, des études se sont également penchées sur cet aspect. Forman et al. ont effectué un travail d'estimation du potentiel mondial récupérable [35]. Ils ont adopté une démarche fine en balayant différentes catégories telles que le transport, l'industriel, le commercial et le résidentiel. La production d'électricité à l'échelle mondiale a aussi été étudiée. L'évaluation montre que 72 % de la consommation d'énergie primaire mondiale est perdue après la conversion. Quant aux flux de chaleur récupérés, ils représentent 63 % du potentiel des déchets avec une température inférieure à 100 °C dont la production d'électricité a la plus grande part suivie par le transport et l'industrie. Kapil et al. ont conçu une nouvelle méthodologie pour évaluer l'intérêt économique de l'intégration de la chaleur de faible niveau de température dans les RCU [36]. La qualité et la quantité de chaleur fatale sont déterminées à partir de données provenant du site étudié. Ainsi, le modèle apporte des éléments d'aide à la décision sur la faisabilité et la pertinence économique du projet de récupération de chaleur du point de vue de la distance (depuis le site industriel jusqu'au lieu de valorisation). De manière générale, le modèle apportera les informations technicoéconomiques permettant de dire si oui ou non le projet peut et doit être exécuté. Ajah et al. développent en 2007 un modèle qui intègre des paramètres techniques, économiques, institutionnels et environnementaux pour la récupération de la chaleur à bas niveau de température sur le potentiel récupérable des déchets industriels [37]. Zhen et al. réalisent une étude de faisabilité pour l'utilisation de l'eau des océans afin d'alimenter une PAC qui à son tour produit de l'énergie nécessaire au chauffage et aux besoins de froid d'un quartier [38]. Le champ de température de l'eau est simulé numériquement en utilisant un modèle équation-diffusion à deux dimensions pour évaluer les impacts environnementaux. Les résultats ont prouvé que les conditions sont réunies pour satisfaire ce type de production pour les besoins recensés.

1.1.1.2 Le pilotage des systèmes pour une amélioration des performances de production

La couverture des besoins thermiques avec des EnRR demande une régulation afin de se rapprocher au maximum de la production. La régulation permet aussi de mieux gérer le mix énergétique d'une part mais aussi de contribuer à l'amélioration des performances du système de production. Tel est le sens donné à cette section du manuscrit. Pour ce qui concerne le pilotage, un autre facteur important dans la production et la consommation d'énergie, les travaux sont aussi divers que variés. Xue et al se sont penchés sur la recherche du point de coïncidence entre l'offre et la demande à partir de différents critères tels que l'interaction entre la demande de puissance du bâtiment et la stratégie de gestion pour adapter efficacement la demande de puissance [39]. Quelques années plus tôt, dans le cadre d'un projet, Lilicrap et al. étudient les méthodes pilotes pour la certification de la performance énergétique des bâtiments [40]. Les données d'entrée du modèle sont les émissions de CO₂ et son programme de fonctionnement est conforme aux normes juridiques actuelles avec calcul des valeurs de référence. Ce qui permet de donner une appréciation sur la délivrance du certificat ou non. Toujours dans le cadre de la stratégie de contrôle, Bacher et al. ont mis en place un programme dans le but de décrire une procédure d'identification des modèles appropriés pour la dynamique thermique d'un bâtiment ; ce qui revient à trouver la meilleure utilisation possible des relevés de compteurs intelligents [41]. La méthode consiste à coupler des blocs comprenant un ensemble d'équations différentielles sur une plage de temps avec un ensemble d'équations dont la mesure est prise à un instant donné (aspect physique). Après modélisation, on arrive à estimer sur une plage de temps le modèle « dynamique » avec les propriétés dynamiques du bâtiment (aspect statistique). L'entrée du modèle est constituée par les données de modélisation dynamique (équations différentielles) et la stratégie de sélection itérative. Après identification des modèles appropriés, le modèle contrôle le climat intérieur et apporte des informations sur : i) la prévision de la consommation d'énergie et sur ii) les propriétés physiques du bâtiment. Husaunndee et al utilisent le logiciel SIMBAD pour simuler plusieurs tests de contrôle d'équipements (HVAC) [42]. Arteconi et al ont étudié la réponse d'une PAC avec radiateurs ou plancher chauffant

1.2 Les systèmes de production via PAC en milieu urbain

pour une stratégie d'abaissement du pic de la charge électrique (Demand-Side Management) [43]. Dans leur étude, le pilotage et le stockage sont mis en avant. En effet, ils démontrent qu'à l'arrêt de la PAC pendant les heures de pointe et en considérant l'influence de la masse thermique du système : i) pour le plancher chauffant, le confort est maintenu (chauffage éteint – aucun stockage) ; ii) pour le radiateur (faible masse thermique), il y a nécessité d'ajouter un stockage. Xiaoyu Liu et al se sont intéressés à une étude sur la performance d'une PAC multi-sources – Application au mode chauffage [44]. Ils en ont déduit que les performances de la PAC aérothermique dépendent de la configuration. En parallèle, elles sont plus performantes qu'en série. Les recherches de Hewitt sur le fonctionnement d'une PAC à partir de l'utilisation de l'excès d'énergie éolienne [45] ont permis de montrer que la masse thermique a une influence sur la PAC. Cela a été observé par la possibilité de stockage pendant 3 h pour 60 mn d'injection d'appoint, ce qui n'y était pas. Gurjot et al. ont étudié les performances d'un mix énergétique avec un système classique (consommatrice d'énergie électrique et source d'émission de gaz à effet de serre) [46]. Le système hybride est composé d'un chauffe-eau électrique, une PAC géothermique, un panneau solaire thermique, une PAC aérothermique. Les résultats montrent que l'effet de l'utilisation hybride sur la consommation électrique permet de réduire le prix de la facture d'électricité, 80 % de réduction avec récupération des eaux grises, source froide de la PAC géothermique. Au-delà des qualités énergétiques que pourrait proposer la méthanisation, Pellerin et al. montrent qu'elle offre également la possibilité de réduire les émissions de GES du secteur agricole en captant le méthane qui serait spontanément émis lors de leur stockage [47]. L'aspect politique est primordial dans le bon développement d'une source d'énergie quelconque. Wetterlund et al. le rappelle à travers une étude d'évaluation des instruments politiques qui influent sur la rentabilité des applications de gazéification de la biomasse intégrées dans un système de chauffage urbain suédois (DH) pour l'avenir à moyen terme (vers 2025) [48]. Aringhieri et al. quant à eux, ont développé un modèle de programmation linéaire pour la gestion optimale des sources de production en introduisant la chaleur de déchets [49]. Eriksson compare un chauffage urbain basé sur l'incinération des déchets avec la combustion du gaz naturel [50]. Les résultats indiquent que la combustion de biocarburants dans un système de cogénération est favorable à l'environnement. Ceci étant, l'incinération des déchets reste un choix discutabile car il dépend de certaines conditions telles que : i) si elle remplace le recyclage ; mauvais choix, ii) si elle substitue l'élimination des déchets à l'enfouissement ; choix discutabile. Un système de cogénération au gaz naturel est une alternative d'intérêt si la part d'électricité a un contenu fossile élevé. Cependant, si l'électricité repose principalement sur des sources non fossiles, le gaz naturel est en général pire que les biocarburants. Du point de vue du stockage, qui est un facteur important dans toutes les études citées précédemment, il y a eu également une recherche permanente de meilleures performances d'une part mais aussi de stratégies de baisse de la consommation. C'est l'exemple des travaux de Sun autour des stratégies de contrôle de la charge de pointe dans les installations de stockage d'énergie thermique au sein des bâtiments commerciaux [51]. La charge et la décharge sont contrôlées à partir de la température ambiante. Ainsi, le stockage thermique est utilisé pour valoriser le transfert de charge ; ce qui contribue indirectement à réduire les coûts d'exploitation (demande de pointe). Tatsidjoudoug et al. [52] ont présenté des informations disponibles sur le stockage d'énergie thermique dans les bâtiments : i) : matériaux de stockage (développements récents), classification, limites et améliorations possibles ; ii) : Stockage (chaleur sensible, chaleur latente, chaleur thermochimique à des températures comprises entre 0°C et 1001°C). La conclusion de leur recherche est que i) : l'eau est le meilleur compromis, idéal pour le stockage de chaleur sensible. Une optimisation éventuelle pourrait résulter de l'étude sur les lits tassés (forme, taille des matériaux d'emballage). ii) : la chaleur latente est utilisée dans le bâtiment pour réduire les fluctuations de température et l'intégration de MCP dans le bâtiment se fait comme étant un élément de système. iii) la chaleur thermochimique permet aussi de réduire les fluctuations de température avec un faible volume de stockage.

1.2 Les systèmes de production via PAC en milieu urbain

La production de chaleur par eau est très utilisée dans les bâtiments nécessitant des quantités importantes d'ECS ou des forts besoins de chauffage. C'est donc de grands consommateurs d'énergie. Ces bâtiments peuvent être des hôtels, des restaurants, des hôpitaux, logements collectifs, etc.

La pompe à chaleur est un dispositif soumis à un processus thermodynamique permettant de convertir de l'énergie thermique. Cette énergie est susceptible de couvrir des besoins de chaud (chauf-

1.2 Les systèmes de production via PAC en milieu urbain

fage et ECS) et/ou de froid. Un état de l'art est réalisé dans cette section dans l'objectif de recenser les gammes de puissance existantes à différentes échelles, les modes de pilotage pour chauffer un ballon d'ECS et les performances.

Pour fonctionner, la PAC doit recevoir de l'énergie. L'échange thermique en son sein est assuré par un fluide frigorigène. La circulation et la compression de celui-ci sont assurées par un compresseur. Sur le marché aujourd'hui, il existe deux grandes familles de PAC selon la source et le puits :

- **La PAC aérothermique** : la pompe à chaleur puise la chaleur dans l'air et l'évacue soit dans l'eau (eau chaude sanitaire). On parle alors de PAC air/eau ; soit dans l'air (chauffage et/ou refroidissement). On parle de PAC air/air. Dans ce dernier cas, la PAC peut être dite réversible lorsque, seule, elle peut chauffer des locaux en hiver et les rafraîchir en été. La distribution à la source chaude peut être locale ou centralisée.
- **La PAC géothermique** : la pompe à chaleur puise la chaleur dans l'eau ou dans le sol et l'évacue soit dans l'eau (eau chaude sanitaire). On parle alors de PAC eau/eau ou sol/eau ; soit dans l'air (chauffage et/ou refroidissement). On parle de PAC eau/air. La restitution de chaleur se fait dans un ballon de stockage, un plancher chauffant ou un radiateur, etc.

La Figure 1.4 extraite des travaux de Burkhard Sanner en 2003 [53] présente les performances que peuvent avoir une même PAC en fonction de la valeur de sa température de production souhaitée.

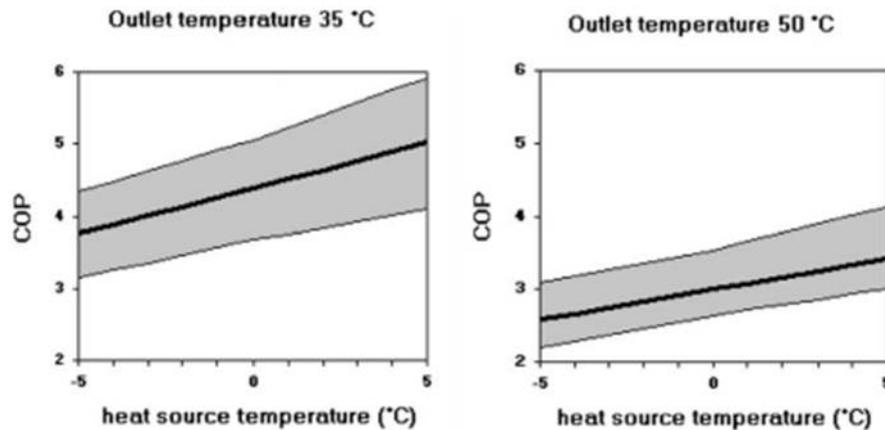


FIGURE 1.4 – Valeur de COP pour une PAC géothermique pour deux températures de sortie [53]

Pour les mêmes températures à la source froide, les performances de la PAC varient avec la température de sortie au condenseur. La valeur moyenne du COP est comprise entre 3.5 et 5 pour une production à 35 °C. Elle est plus basse pour une production à 50 °C, soit des valeurs moyennes évoluant entre 2.5 et 3.

Toutefois, l'objectif étant généralement de couvrir les besoins, le seuil de température de production fixée est une valeur fixée. C'est donc les variations de température à l'entrée de la source froide qui impacte les performances de la PAC. En présence d'un système de stockage, les performances du système varient aussi en tenant compte de la présence d'un bon ou mauvais stockage. Simon Levers montre par exemple que l'augmentation du rapport d'aspect hauteur-diamètre des réservoirs (supposés cylindriques et verticaux), la diminution des débits d'entrée et sortie et le déplacement de l'entrée et sortie vers les extrémités du réservoir entraînent tous des niveaux croissants de stratification thermique, phénomène impactant la qualité du stockage thermique [54].

Neksa, [55] et Zhang [56] montrent que la PAC est étudiée également sur le plan de la structure, la thermodynamique, les fluides de travail, le contrôle des opérations et l'analyse économique, par le biais de la simulation numérique.

Elles visent pour la plupart l'optimisation du système avec par exemple les recherches de Baik et al. sur le potentiel d'amélioration du rendement en fonctionnement en série d'une pompe à chaleur avec prélèvement sur eau de mer [57]. La performance d'un système de pompe à chaleur combiné

1.2 Les systèmes de production via PAC en milieu urbain

à un capteur solaire thermique pour la production d'eau chaude sanitaire a été testée et évaluée par G. Panaras en 2014 [58]. Dans la même année, Peter Pärish et al. développent un modèle de validation de pompe à chaleur géothermique couplée à des collecteurs solaires [59]. Plusieurs autres études concernant la pompe à chaleur couplée avec d'autres énergies renouvelables ou fatales ont été menées. C'est le cas de celles de Lerch et al. qui ont fait des recherches et ont comparé différentes combinaisons entre des systèmes de pompe à chaleur et de solaire thermique sur la base de simulations dynamiques [60]. Une année plus tard, Lerch et al. évaluent un système combiné pompe à chaleur avec différentes configurations : une utilisation directe du système solaire comme source chaude et une utilisation en parallèle [61]. Sun et al. ont développé un nouveau système de chauffage à l'échelle de la ville à partir de la combinaison de la chaleur fatale et de l'électricité [62]. Ce système est constitué d'échangeurs de chaleur et de pompe à chaleur à absorption. D'autres études proposent les résultats d'une utilisation directe du chauffage dans des locaux avec d'autres énergies renouvelables. On retrouve par exemple dans les recherches de Girard et al. la faisabilité de fonctionnement avec des performances intéressantes d'une pompe à chaleur couplée à des capteurs solaires [63]. Sivasakthivel et al. se sont intéressés à l'optimisation des paramètres de fonctionnement d'une pompe à chaleur réversible [64].

Les études existantes sur la PAC avec des applications en immeuble ou dans des appartements ont bien été approfondies. Huseyin Gunerhan étudie la PAC implantée dans les immeubles. Ses recherches consistent à proposer une courbe d'efficacité exergetique similaire à l'efficacité thermique. Le système s'intéresse également à différents paramètres thermodynamiques et à l'effet de la variation de la température d'entrée de l'eau dans le collecteur sur les efficacités de l'exergie [65]. Les résultats de cette étude constituent un outil pour la détermination des emplacements, des types et de l'ordre de grandeur des pertes d'énergie. Ils quantifient les proportions d'amélioration de l'efficacité en fonction de la température d'entrée de l'eau dans le collecteur.

Arif Hepbasli mène une étude similaire dans le résidentiel. L'analyse d'exergie est faite pour une installation de PAC géothermique couplée à un collecteur solaire et produisant de l'ECS pour un logement résidentiel [66]. Il montre que la plus grande irréversibilité (destruction d'exergie) dans la PAC se produit de manière décroissante : dans le condenseur, suivi du compresseur, de la soupape de détente et enfin de l'évaporateur.

Rankin étudie la PAC installée dans des locaux commerciaux. Les recherches concernent également la stratégie de baisse de pic des besoins [67].

Les recherches de Baek sur les PAC s'intéressent aux eaux usées qui ont été utilisées au Japon pour une PAC géothermique servant à produire de la chaleur pour du chauffage de réseau urbain. Les performances de cette PAC sont ensuite comparées à celles d'une PAC à air. Les PAC géothermiques contribuent à réduire la consommation d'énergie de 34 % tout en abaissant les émissions de CO₂ de 68 % [68].

De manière générale, les puissances thermiques varient de 4 à 20 000 kW. Ces PAC sont utilisables autant en individuel pour les faibles puissances (< 5 kW) qu'en collectif pour les puissances plus élevées. Ces pompes à chaleur sont efficacement fonctionnelles essentiellement pour une consigne de température de sortie respectant le seuil maximal de 70 °C. Leur prix varie entre 150 et 200 € par kW chaud. Le Tableau 1.1 présente deux types de PAC géothermiques disponibles sur le marché pour une température de production inférieure à 70°C.

Tableau 1.1 – PAC géothermiques pour une température de production < 70 °C

Fournisseurs	Type de machines	COP	Gamme de puissance Chaud (kW)
Waterkotte (65°C)	Mono/Triphasé	4.8	10 à 18
De Dietrich	Monophasé	4.1 à 4.5	5.7 à 8.2

Il existe également deux autres gammes de PAC géothermiques disponibles sur le marché. Une dont la température de production varie entre 70 et 90 °C et l'autre dont la température évolue entre 85 et 120 °C.

Les PAC aérothermiques disponibles sur le marché aujourd'hui sont en grand nombre également, bien qu'étant en repli par rapport aux PAC géothermiques. Selon les chiffres 2016 de l'Association Française des PAC (AFPAC) et Uniclimate, les gammes de puissance de PAC les plus vendues sont

1.2 Les systèmes de production via PAC en milieu urbain

celles de 5 à 10 kW et de 11 à 20 kW. Le Tableau 1.2 ci-après présente les chiffres du marché mondial pour des PAC en résidentiel.

Tableau 1.2 – PAC aérothermiques en résidentiel (individuel et collectif) dans le monde

Regions	Amérique du nord	Chine et Inde	Pacifique	Europe
Puissances (kW)	2 à 19	1.5 à 4	2.2 à 10	2 à 15
Puissances PAC air/eau (kW)	20 à 500			

Nous remarquons en effet qu'il s'agit de PAC de petites puissances qui sont utilisables en individuel ou pour de faibles besoins en collectif ainsi que des puissances plus élevées, implantées dans du collectif essentiellement.

Tableau 1.3 – PAC aérothermiques en collectif et en individuel

Types de PAC	Gamme de puissance Chaud (kW)	COP
MT 160s 60 °C	5.7 à 17.5	4.2 à 4.3
MT160 60°C	1.6 à 10.5	3 à 4.6

Il s'agit de valeurs de puissance les plus répandues dans le monde.

D'autre part, la performance de la plupart des PAC est donnée par le Coefficient de Performance (COP) comme indiqué dans les tableaux précédents. Cependant, cela ne suffit pas pour faire apparaître la part de l'énergie primaire. Ainsi, en se référant à la réglementation thermique 2005 et repris également en 2012, le coefficient 2,58 pour l'électricité entre l'énergie primaire et l'énergie finale est très souvent utilisé dans le cas de l'analyse énergétique d'une chaudière par exemple. Il est calculé en fonction du rendement moyen de production d'électricité dans les centrales de France qui est égal à 43,76 %. La part des pertes par effet joule dû au transport y est retirée, soit 5 %. Le rendement de production tombe à 38,5 %. D'où 2,58 pour 1 kWh d'énergie finale pour une consommation à base d'électricité [69]. Des études de comparaison ont été faites par Blarke entre un système de cogénération couplé à une PAC et un autre système de chaudière. Les conclusions démontrent que le système PAC offre plus de possibilités d'amélioration/ d'optimisation du système. Aussi, en termes d'émission de CO₂, la chaudière n'est pas la mieux adaptée [70].

De plus, la réglementation européenne impose un seuil maximal de niveau de bruit à 42 dB à une distance de 1 m d'une pièce habitable [71]. Cependant, selon l'étude menée au DECC [72], une PAC entraîne plus de 42 dB de bruit, ce qui dépasse donc le seuil réglementaire. Les spécifications de PAC ont montré un niveau de bruit atteignant 50 à 60 dB, principalement du ventilateur extérieur. Ces valeurs ont été confirmées par des tests indépendants [73]. L'implantation dans un bâtiment individuel en milieu urbain est de ce fait compromise car une distance raisonnable doit être conservée. Dans les zones urbaines à forte densité, l'acceptation de la pompe à chaleur avec une telle distance permettant d'échapper au bruit est difficile.

Les comparaisons sur différentes stratégies d'installation de PAC, i.e., individuelle ou collective, sont peu exploitées. Ainsi, selon le but de comparer différentes configurations d'implantation de PAC, la mise en valeur de la chaleur disponible dans l'air dans un premier temps, puis dans l'eau de ville dans un second temps sont abordées. Les comparaisons sont faites sur des bases énergétiques, environnementales et économiques. De manière générale, ces deux types de PAC fonctionnent de la même manière. La différence est située au niveau de la source à l'évaporateur.

La PAC est un système écologique car elle peut servir d'alternative aux chaudières classiques fonctionnant avec des énergies fossiles (fioul, gaz, charbon...), qui se raréfient d'une part, et d'autre part, qui sont fortes productrices de gaz à effets de serre. Toutefois, elle est soumise à des réglementations relatives à leur fonctionnement. Parmi les nombreuses normes, nous pourrions citer celles-ci :

- NF EN 378 : elle est composée de plusieurs parties. Les réglementations qui y figurent consistent à fixer les exigences de sécurité et d'environnement

1.3 Facteurs impactant la stratification dans les ballons de stockage thermique

- NF EN 14511 : cette norme établit les conditions et termes d'essai. Elle fixe également des méthodes et exigences de fonctionnement.

Généralement, la source froide est située dans l'environnement, à température ambiante. Les sources à l'évaporateur sont l'eau, l'air ou le sol.

Tableau 1.4 – PAC aérothermiques en collectif

PAC	air extérieur - eau	air extérieur / air ou air extrait / air neuf
Coût (chiffres pour 100 m²)	7 à 15 000 € Inférieur à la géothermie	5 à 8 000 €
Appoint	Nécessaire sauf si système très performant	Toujours nécessaire
ECS	Préchauffage et production possibles	Production impossible
Froid	Possible (avec émetteurs correspondants)	Possible
Avantages	<ul style="list-style-type: none"> • Système simple • Utilisation en individuel • Intégrable à un réseau de chauffage central existant 	<ul style="list-style-type: none"> • Utilisation en individuel • Couplage possible avec la VMC pour PAC air extrait / air neuf
Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> • Moins performant avec climats rigoureux • Bruit sonore 	<ul style="list-style-type: none"> • Pas d'ECS rigoureux • Encombrement pour circulation d'air • Appoint toujours nécessaire
COP	2.1	2

Le Tableau 1.4 présente les caractéristiques de la PAC aérothermique. Les informations du tableau sont issues de différentes fiches techniques de constructeurs de PAC (*Ciat, Daikin, Atlantic*). A titre de comparaison, la PAC géothermique bien que plus coûteuse, présente de meilleures performances que la PAC aérothermique. Aussi, elle a moins de contrainte concernant la source liée aux variations climatiques. Toutefois, la PAC aérothermique bénéficie de subvention pour son installation en individuel d'une part. D'autre part, récupérer la chaleur dans l'air ambiant nécessite moins de dispositions techniques contrairement à la géothermie où les difficultés sont nombreuses lorsqu'il s'agit d'installation individuelle (forage, etc.).

Le chapitre 3 traite de l'implantation des PAC air-eau en milieu urbain pour la production de l'ECS. L'échelle d'installation d'une PAC varie en fonction des besoins. Cependant, dans le quartier, les options individuelle et collective existent et le choix devra se faire sur des bases tant énergétiques qu'économiques et environnementales.

1.3 Facteurs impactant la stratification dans les ballons de stockage thermique

Dans les installations de type PAC, le ballon de stockage est très souvent utilisé. Ainsi, les performances de l'ensemble du système dépendent tant de la production que du stockage en plus de la distribution. Dans cette section, nous nous intéressons au phénomène de la stratification dans les

ballons de stockage. L'objectif est de se baser sur l'état des lieux afin de pouvoir analyser par la suite l'impact du stand-by sur les performances du stockage et, par conséquent, sur la disponibilité de l'ECS. Pour qu'un ballon soit stratifié, les techniques de puisage et de remplissage du ballon sont des éléments essentiels. Les cycles de charge et de décharge ont ainsi été étudiés par différents auteurs. C'est le cas de Furbo et Shah [74], Spur et al. [75],[76]. Ils démontrent chacun à leur manière que les cycles de charge et de décharge peuvent entraîner un mélange de différentes couches du ballon. Pour ce qui concerne les phénomènes physiques, des recherches ont également été menées. Al-Najem et al. ont étudié expérimentalement et analytiquement la conduction thermique de la couche chaude vers la couche froide et la convection verticale avec la paroi (courants convectifs) dans le ballon. Ils affirment que la turbulence créée par les flux entrants et sortants sont les éléments les plus importants dans la performance de la stratification thermique dans un ballon [77]. Pour renforcer la thèse de l'impact des flux entrants et sortants, la stratification est une nouvelle fois étudiée par Spall à travers le nombre d'Archimède et celui de Reynolds [78]. Il utilise deux méthodes à la fois, celui de la turbulence $K-\epsilon$ et de Reynolds. Les résultats montrent que pour assurer un flux stratifié, le nombre d'Archimède devrait être supérieur à 2, indépendamment du nombre de Reynolds d'entrée.

La stratification intègre également les paramètres géométriques du ballon. En effet, les pertes thermiques ou la position des entrées et sorties d'eau chaude ou froide influencent aussi les niveaux de température. Fan et al. ont démontré que les pertes de chaleur entre la paroi et l'ambient ou la configuration du ballon font varier la stratification [79]. Deux ans plus tôt, Cruickshank et Harrison avaient déjà amorcé le rôle de la configuration du ballon et des pertes dans le cycle de stockage [80]. D'autres paramètres géométriques ont aussi fait l'objet d'études. Kleinbach et al. ont étudié les performances d'un modèle de ballon de stockage stratifié unidimensionnel [81]. Ils comparent des modèles multicouches à d'autres modèles numériques (modèles à volumes variables, modèle panache). La taille du ballon est aussi mise en évidence dans cette étude. Ils concluent que les modèles multicouches avec des entrées variables sont recommandés. L'emplacement des entrées et des sorties a été étudié par Shah et Furbo [82]. Ils démontrent que la position des points de soutirage et d'alimentation en eau du ballon ont une influence sur la stratification et par conséquent sur les performances du stockage. De nombreux tests ont été faits à partir de résultats expérimentaux afin de déterminer la meilleure conception de ballon de stockage stratifié et son volume [83]. Cette étude a été menée par Han et al. Dehghan et Barzegar ont étudié l'influence du nombre de Grashof, celui de Reynolds (fluide entrant et position du port) sur les caractéristiques thermiques transitoires du ballon de stockage [84]. Le constat est que la stratification thermique préétablie est conservée pendant le puisage avec l'augmentation du nombre de Grashof. Aussi, le nombre de Reynolds et le diamètre à l'entrée du ballon doivent être maintenus en dessous de certaines valeurs afin de maintenir la stratification. Pour améliorer la stratification, Zurigatt et al. se sont penchés sur des travaux en rapport avec la taille et la conception des entrées de ballon de stockage d'eau chaude [85]. Enfin, Castell et al. ont analysé l'évolution de la stratification dans les ballons de stockage à partir de différents nombres adimensionnels avec différents débits [86]. Les résultats montrent que i) le nombre MIX n'est pas judicieux pour les débits d'entrée; ii) le nombre de Richardson présente qualitativement la stratification dans le ballon mais pas quantitativement; iii) le nombre de Reynolds informe sur l'influence du débit et non sur la stratification directement; iv) Tout comme Reynolds, le nombre de Peclet offre une mauvaise représentation de la stratification à l'intérieur d'un ballon d'eau, mais une forte influence du débit a été observée, ainsi qu'un petit effet des propriétés thermiques de l'eau; v) une valeur élevée de l'efficacité de puisage représente un faible effet du mélange ainsi que des pertes thermiques à l'intérieur du ballon. Les propriétés thermo-physiques ont un effet important sur ce paramètre. Il n'est pas très clair de représenter la stratification avec ce paramètre. Dans les systèmes de chauffage à partir de production solaire, l'étude réalisée par Kévyng Johannes montre que la performance du système augmente pour un faible débit du fluide dans le collecteur [87]. Ceci étant, la stratification pourrait influencer la production.

1.3.1 Influence de la stratification sur la production

La plupart des études réalisées à ce jour tournent autour des systèmes à partir de production solaire. Ainsi, plusieurs auteurs ont amorcé des études concernant l'impact du débit parcourant les collecteurs solaires sur la stratification. Fanny et Klein comparent par exemple les performances thermiques pour les systèmes d'eau chaude solaire soumis à des débits variables au collecteur et à l'échangeur de chaleur [88]. Hollands et al. ont fait quant à eux, un état de l'art autour des systèmes

de stockage intégrés dans la production par collecteur solaire et qui fonctionnent avec un faible débit [89]. En effet, un faible débit dans la boucle du collecteur conduit à une meilleure stratification avec des températures plus élevées dans la partie supérieure et des températures plus basses dans la partie inférieure du ballon de stockage. Peter Armstrong et al., ont mené des études permettant de trouver un compromis entre la bonne performance thermique et le respect des conditions sanitaires [90]. Pendant la phase de chauffe, lorsque le débit diminue, le coefficient de transfert de chaleur par convection dans le collecteur et la température de charge augmentent. Par conséquent, l'efficacité du collecteur diminue. Dans ce cas, les recherches montrent que la stratification dans le ballon de stockage permet de compenser cette "baisse" d'efficacité.

1.3.2 Influence de la stratification sur la disponibilité d'ECS

La stratification impacte la disponibilité en eau chaude. Selon le niveau de température dans le ballon, en fonction des pertes thermiques et d'un éventuel mélange provoqué par les flux entrants et sortants, les besoins peuvent être satisfaits ou non. Ainsi, Jordan et Vajen se sont penchés sur l'influence de la durée de puisage et du débit ainsi que de la durée totale de la consommation dans la journée [91]. Ils montrent que des débits élevés favoriseraient le mélange des couches et pourraient priver dans certaines mesures les consommateurs d'ECS à une température réglementaire souhaitée. Allard et al comparent la performance de quelques types de ballon de stockage existants dans le logiciel Trnsys [92]. Les critères de comparaison sont la température d'alimentation en eau chaude domestique, la puissance demandée (profil dépendant du temps et l'entière utilisation de l'énergie) et la bonne stratification dans le ballon de stockage. Les conclusions sont que le Type 4¹ (Le logiciel TRNSYS contient dans sa bibliothèque plusieurs modèles énergétiques. Ils sont appelés Type et distingués par numéro) ne prend pas en compte la destratification (diffusion thermique). Le Type 38 ne prend pas très bien en compte la stratification. Le Type 60 présente beaucoup d'erreurs numériques. Il s'avère donc que le Type 534 est celui qui offre le meilleur compromis. La stratification constitue donc un pont entre la production et la consommation. Plus elle se rapproche d'un degré élevé, meilleures sont les performances du système de production. C'est pour cette raison que la stratification continue d'être étudiée à l'heure actuelle.

1.3.3 Les pistes pour favoriser la stratification

Pour favoriser ou maintenir la stratification dans les ballons d'eau chaude, plusieurs possibilités ont été proposées. Elles concernent la géométrie du ballon d'une part. Un modèle optimal a été développé et validé expérimentalement [93]. Il donne les tailles optimales de collecteurs et du ballon de stockage pour la conception d'un système plus économe et efficace. Spur et al. ont développé un modèle mixant les Types 60 et 31 de Trnsys [94]. En effet, le Type 60 seul ne prend pas en compte la chaleur stockée dans l'échangeur (dans le volume d'eau). Pour comparer les différents profils de puisage d'ECS, la méthode utilisée est basée sur des paramètres tels que les rapports de volume ou d'énergie non fournis, les proportions de volumes à des températures plus basses que celles requises, la température minimale expérimentée et le volume équivalent. La comparaison a révélé que trois paramètres significatifs affectent les performances de stockage : i) le nombre de puisage, ii) moment de long puisage (tard dans la journée) avec des débits élevés, iii) heure de consommation élevée (bain, etc.). D'autre part, ces techniques proposées touchent au processus de charge/décharge du ballon. Une étude a consisté en la comparaison de résultats de simulation de soutirage à différents niveaux d'un ballon de stockage avec les résultats expérimentaux [95]. Les conclusions montrent qu'il y a une différence entre les résultats de simulation et les résultats expérimentaux. En effet, les résultats de simulations sont plus lents ; ils ne prennent pas totalement en compte les changements soudains de température pendant les soutirages à niveau d'énergie élevée. Toutefois, à la fin des deux expériences, les résultats sont identiques. Le problème de différence ne se pose donc pas pour les simulations sur de longues périodes. Ainsi, le modèle Trnsys utilisé est comparable aux valeurs obtenues expérimentalement. De plus, des améliorations techniques des entrées et sorties de ballon ont fait l'objet de quelques réflexions. C'est l'exemple de Altuntop et al. qui analysent numériquement l'effet sur la stratification thermique dans un ballon d'eau chaude cylindrique de l'utilisation de dispositif jouant le rôle d'obstacles ou imposant une orientation à l'eau [96]. Ils en déduisent que les ballons avec ce dispositif offrent une meilleure stratification thermique. De manière générale, la stratification a également ouvert la voie

à quelques études scientifiques liées aux paramètres qualitatifs de l'énergie stockée. Rosen a mené une étude comparative de différentes distributions de température dans un ballon de stockage [97]. Il remarque que : i) l'exergie pour les ballons stratifiés est plus élevée que celle des ballons totalement mélangés même si l'énergie disponible est identique ; ii) l'exergie change avec la stratification et donne la mesure quantitative contrairement à l'énergie ; iii) le modèle avec les 3 zones de température est celui qui propose le bon compromis en prenant en compte tous les facteurs. Haller et al. comparent les efficacités d'un stockage à partir de l'état de stratification [98]. Ils calculent de différentes manières l'efficacité de la stratification : i) en fonction de l'entropie interne générée expérimentalement, l'entropie interne de référence totalement mélangé ; ii) l'exergie interne générée expérimentalement, l'exergie interne de référence totalement mélangée. Le chapitre 4 aborde l'influence des profils de puisage sur la stratification dans un ballon de stockage d'eau chaude. Les flux entrants/sortants ayant un impact sur la stratification, la composition d'un profil de puisage pourrait en effet être déterminante dans la qualité de la stratification et par conséquent impacter la disponibilité d'ECS dans d'autres circonstances de consommation.

1.4 Les systèmes de stockage : situation actuelle, caractéristiques et classification

Des systèmes de TES divers et variés allant du stockage horaire au stockage saisonnier, de l'installation individuelle de petite taille à des installations centralisées de taille importante, ont été largement étudiés et utilisés. Le système TES le plus connu est probablement celui des ballons d'eau chaude d'environ une centaine de litres qui sont généralement installés dans des logements individuels. En chauffant le ballon de stockage de chaleur pendant les heures creuses lorsque la plupart des entreprises du réseau proposent un tarif plus bas, la facture d'électricité des logements est réduite. En d'autres termes, le mode de chauffage par accumulation peut permettre d'éviter une pollution accrue par une demande excessive de puissance, ce qui n'est pas le cas pour les radiateurs électriques instantanés. D'autres TES sont à des échelles plus importantes. C'est le cas des systèmes de stockage en aquifère ou stockage souterrain (dans le sol). Ces systèmes à grande échelle ont été largement utilisés, en particulier dans les projets de chauffage à partir du solaire thermique à travers les travaux de l'AIE CSR (Agence Internationale de l'Énergie, Chauffage Solaire et Refroidissement) [99].

Selon les mécanismes physiques, les TES peuvent être de catégorie sensible, latente ou thermo-chimique. Les TES sensibles utilisent la capacité calorifique d'un stockage en augmentant ou en diminuant la température tout en conservant l'énergie pendant le temps de stockage. La température de stockage diffère de la température ambiante et, par conséquent, les pertes de chaleur dans les parties latérales, haute et basse du ballon doivent être considérées. Les systèmes TES considérés comme plus avancés, sur base de chaleur latente et à partir de MCP [100] ou d'énergie liée aux substances chimiques ou physiques encore appelées procédés thermo-chimiques ont également été étudiés de manière approfondie [101]. Ils sont généralement plus compacts que les TES sensibles. Chacun de ces systèmes a ses propres avantages et inconvénients. Pour toutes les technologies de stockage citées ci-dessus, chacune devrait être :

i) Fiable et flexible : l'énergie devrait être stockée et restituée avec une puissance suffisante (puissance de charge / décharge) en cas de besoin.

ii) Efficace : l'énergie stockée doit être restituée à sa plus grande quantité possible, c'est-à-dire avec une faible perte de chaleur pendant le stockage.

iii) Disponible au bon niveau de température. Ce critère s'applique principalement aux TES sensibles où il peut y avoir mélange de fluide à des niveaux de température différents si le volume de stockage n'est pas bien stratifié. Une stratification parfaite ne peut être possible que si la convection naturelle est contenue et qu'aucune turbulence n'ait été créée lors des processus de charge / décharge.

Dans cette étude, les TES directs (eau chaude) et indirects (MCP) sont abordés. Nous considérons leurs différences de caractéristiques pendant la charge / décharge ainsi que la densité de stockage d'énergie. Pour les systèmes indirects en particulier, la comparaison avec un TES direct peut permettre d'évaluer l'influence des limitations de puissance de charge / décharge sur la performance du système.

1.4.1 La situation actuelle des TES dans les réseaux de chaleur

Un RCU avec une forte part de RRES implique généralement l'intégration de TES à grande échelle ([102] , [103]) dans le réseau principal. Avec des ballons de stockage plus petits à proximité de chaque point de consommation finale, il est possible de lisser les fluctuations de charge à travers une gestion optimale de la demande. Dans certains cas où une connexion au chauffage n'est pas disponible, des TES mobiles peuvent être utilisés ([104] , [100]) du point de production RRES jusqu'au RCU principal. En cas de contrainte liée à l'espace, le TES indirect (à base de MCP) est généralement préférable au stockage de chaleur sensible, grâce à sa capacité de stockage élevée [100]. La Figure 1.5 illustre les différents systèmes de TES pouvant être intégrés à un réseau de récupération de chaleur de faible niveau. En particulier dans le cas d'un RCU alimenté principalement par la cogénération, un système TES central bien dimensionné pourrait optimiser la consommation d'énergie. De plus, la stabilité de la production par cogénération peut être maintenue grâce au TES garantissant le fonctionnement des moteurs de cogénération dans les conditions nominales [105]. Un autre avantage concerne la capacité de production et le temps d'utilisation. Comme présenté dans l'étude de Verda et al., 2011, le rôle du stockage de l'énergie thermique est de permettre un dimensionnement optimal de la capacité de production par cogénération. A titre d'exemple, avec les caractéristiques d'un RCU donné, ayant comme source de production un système de cogénération et une chaudière, un système TES de 11 000 m³, avec 1 unité de cogénération, peut réduire le pic d'appel de puissance à la cogénération de 1 200 MW à 900 MW. De plus, par rapport à la configuration sans TES, celui avec TES a une durée de fonctionnement beaucoup plus longue avec une charge située au point de fonctionnement nominal. Cela signifie donc moins de consommation d'énergie primaire des chaudières [106].

Les systèmes de stockage à basse température (<100 °C) pourraient être appliqués aux futurs RCU centralisés ou décentralisés. Des TES à très basse température avec une température de stockage inférieure à 70 °C devraient être largement utilisés dans les réseaux modernes d'énergie. Le stockage avec de l'eau chaude ou des MCP deviendrait plus facile.

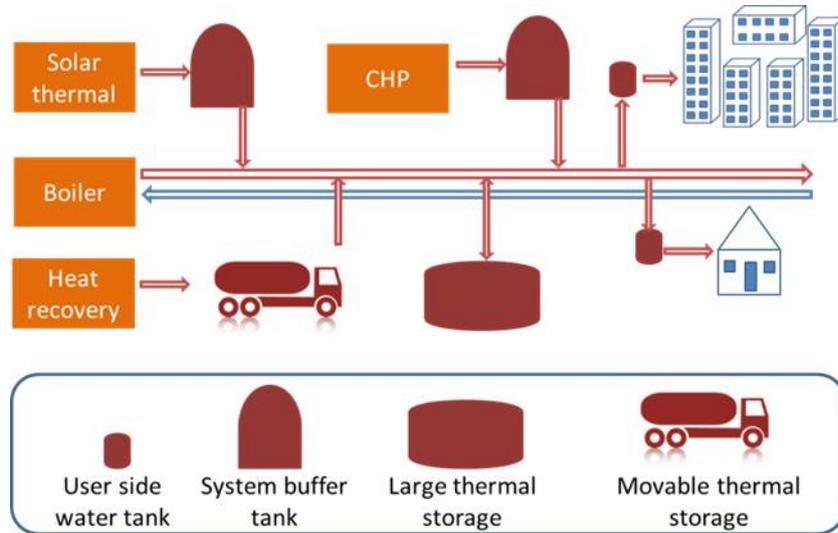


FIGURE 1.5 – Différents systèmes de stockage dans un réseau de chaleur multi-sources [107]

1.4.2 Exemples de données sur les sources renouvelables et fatales en milieu urbain

En tant que sources alternatives, d'abondantes sources d'énergies renouvelables et récupérables sont disponibles en milieu urbain. Pour ce qui est des premières, une d'entre elles qui est considérée comme étant la principale, l'énergie solaire thermique, peut être utilisée pour les besoins des bâtiments. La plus grande centrale solaire thermique au monde, située à Silkeborg, au Danemark, est capable de produire une énergie annuelle de 80 000 MWh [108]. La centrale est équipée de 156 694 m² de panneaux

1.5 Les RCU : réglementations, études, installations

solaires et a été mise en service à partir de décembre 2016. 20 % des besoins énergétiques de 21 000 consommateurs sont couverts. Ceci pour dire que les technologies pour l'installation, le fonctionnement et le suivi d'une grande installation solaire thermique sont relativement développées. D'autre part, les sources de chaleur fatale sont étroitement liées aux activités urbaines et donc aux utilisateurs d'énergie situés à proximité du lieu de récupération. En France, les estimations topographiques donnent environ 100 TWh de chaleur fatale dans l'industrie manufacturière pour une température comprise entre 40 et 250 °C [109]. Les principales sources sont les industries alimentaires, le papier, les produits chimiques et les industries de matériaux non métalliques. Par exemple, dans l'industrie des aliments et des boissons, le potentiel de récupération de chaleur a été évalué disponible jusqu'à 11 TWh pour une température allant de 60 et 140°C. De même, au Royaume-Uni, l'estimation du potentiel de récupération sur les rejets de chaleur provenant de l'incinération des déchets est comprise entre 10 et 40 TWh pour une plage de températures située entre la température ambiante et 523 K (250°C) ([110], [111]). Ces ressources sont plus qu'importantes. A titre d'exemple, une baisse de 75 % à 50 % de la production nationale d'électricité nucléaire en France représente environ 140 TWh (selon les chiffres de la production d'énergie de 2013) [112]. Si toute la chaleur perdue est réutilisée, un changement profond dans le paysage énergétique sera réalisé.

Le chapitre 5, consacré à une étude de stockage également, aborde l'aspect de l'échelle optimale d'un système de stockage. En effet, après récupération de l'énergie fatale pour une injection dans le RCU afin de couvrir les besoins de chaleur, l'objectif est d'étudier l'apport du stockage. Cette partie met donc en avant l'échelle correspondant aux caractéristiques proposées.

1.4.3 Les réseaux de chaleur et les nouvelles sources d'énergie

Un Réseau de Chaleur Urbain (RCU) fonctionne comme un chauffage central à l'échelle d'une ville ou d'un quartier. La chaleur est produite sur un ou plusieurs centres de production; elle est ensuite transportée sous forme d'eau ou de vapeur via des canalisations souterraines jusqu'aux bâtiments raccordés, qui sont ainsi alimentés en chauffage et en ECS. L'eau dépourvue de ses calories repart vers les sites de production qui assurent son réchauffement. Chaque bâtiment est équipé d'une sous-station qui récupère directement la chaleur sous forme d'eau chaude grâce à un ou plusieurs échangeur(s) de chaleur et la transfère au réseau collectif de l'immeuble. Toutefois, pour les nouvelles constructions de RCU, la tendance est à un développement fournissant des conditions favorables aux déploiements des énergies fatales et/ou renouvelables. Au niveau des communes, les responsables territoriaux peuvent rendre obligatoire à l'acquisition de logements, publics ou privés, que les nouveaux propriétaires relient leurs systèmes énergétiques à un RCU sous certaines conditions. Un facteur important à noter pour le RCU est que sa production sur base d'énergie récupérée et/ou renouvelable devrait représenter au moins 50 % du mix énergétique. D'autres moyens de soutien de la législation sont la réduction de la TVA et des fonds pour le chauffage octroyés par l'ADEME [20]. Tous ces moyens imposent qu'une part minimale de 50 % des énergies soit renouvelable ou provienne de sources fatales [113]. Une autre tendance du développement des RCU est l'abaissement des températures d'approvisionnement et de retour. Selon les travaux de *Lund et al.*, les RCU de 3e et 4e génération sont considérés comme des solutions à basse température avec une température de production inférieure à 100°C [114]. Pour la quatrième génération de RCU à l'horizon 2020-2050, les bâtiments durables qui nécessitent un système de chauffage à faible consommation d'énergie et d'eau chaude seront connectés à des réseaux thermiques intelligents à basse température. La technologie à vapeur (1ère génération) ou de l'eau chaude pressurisée autour de 100°C (2ème et 3ème génération) disparaîtra progressivement dans les villes dites durables en raison de leur caractère inefficace et polluant. Ainsi, des RCU à très basse température allant de 30 °C à 70 °C devraient être largement appliqués aux réseaux modernes d'énergie. L'abaissement de la température des RCU rend plus facile l'intégration de sources renouvelables ou de récupération à faible température.

1.5 Les RCU : réglementations, études, installations

En France, sans évolution particulière depuis les années 80, les RCU sont devenus depuis le début des années 2000 un centre de préoccupations dans le défi énergétique. Au-delà des collectivités territoriales qui ont un rôle de contrôle et d'initiative dans la politique de conception des RCU, quatre opérateurs principaux gèrent le réseau. Il s'agit de Dalkia (EDF), Cofely (Engie), Idex et Coriance.

Les statistiques du SNCU (Syndicat National du Chauffage Urbain et de la Climatisation Urbaine) montrent que les deux plus grands réseaux de chaleur français sont celui de Paris (CPCU : Compagnie Parisienne de Chauffage Urbain) qui fait 475 km et celui de Grenoble (CCIAG : Compagnie de Chauffage Intercommunale de l'Agglomération de Grenoble) qui fait 160 km. Le premier fonctionne avec une boucle principale où circule de la vapeur et des boucles secondaires d'eau chaude. Le second est en eau chaude surchauffée [115]. Il y a au total 536 RCU en France pour 2.13 millions équivalent-logements dont 2/3 dans le résidentiel [116], soit 6 % du marché national de chaleur [117]. La France s'est fixé comme objectif en 2020, d'atteindre 23 % de part d'énergie renouvelable dans sa consommation finale d'énergie. La politique consisterait à transformer le réseau en triplant sa taille par rapport à 2006 afin d'arriver à 76 % d'EnR&R dans le mix énergétique [118]. Ainsi, les RCU contribueraient à hauteur de 1/4 dans la consommation d'énergie renouvelable pour atteindre l'objectif retenu.

1.5.1 Politique incitative pour les RCU

L'intérêt de l'intégration de sources fatales et/ou renouvelables dans les RCU est d'augmenter leur performance à partir d'un faible apport énergétique et d'une faible émission de gaz de pollution. Ainsi, les sites géothermiques ont contribué à hauteur de 49 % de la capacité installée des systèmes de chauffage en Europe, 29 % en Asie et 17 % en Amérique [119]. De plus, la biomasse génère une chaleur moins coûteuse pour le chauffage urbain par rapport aux combustibles fossiles comme le gaz naturel [50]. Ses applications dans le chauffage urbain et la production d'électricité ont bien été étudiées [120]. L'énergie thermique solaire a été aussi utilisée efficacement dans le chauffage urbain [121].

La production de chaleur à partir de sources renouvelables est soutenue par le Fonds chaleur [122]. En effet, la loi Grenelle I donne la possibilité aux installations à base d'énergie récupérables de proposer des tarifs 5 % inférieurs à ceux des réseaux utilisant une énergie conventionnelle à base d'énergies fossiles [123]. C'est ainsi que l'utilisation des systèmes de chauffage urbain géothermique a augmenté de 10 % au cours des 30 dernières années [124]. Depuis janvier 2015, l'étude de valorisation de la chaleur fatale via un réseau de chaleur est devenu obligatoire pour les ICPE (Installations Classées pour la Protection de l'Environnement) avec une puissance thermique supérieure à 20 MW [125]. La loi de transition énergétique pour la croissance verte (LTECV), loi n°2015-992 du 17 août 2015, apporte un socle juridique plus précis et un objectif fort à l'horizon 2030 pour les RCU : multiplier par 5 la chaleur renouvelable et de récupération livrée par les réseaux de chaleur et de froid [126].

La construction d'un réseau demande la mobilisation de moyens tant techniques que financiers. Toutefois, les réflexions autour de l'optimisation de son fonctionnement sont importantes. La plupart des études d'optimisation s'orientent vers le bâtiment principalement sans pour autant mettre en évidence les influences sur les performances du réseau.

1.5.2 L'augmentation de la performance de RCU

Afin d'augmenter la performance des réseaux de chaleur, quelques pistes sont exploitées autour de l'optimisation de fonctionnement, leur régulation, l'optimisation tarifaire etc.

1.5.2.1 Baisse de la température de retour

Brand et al. développent un modèle numérique de sous-station avec une température d'entrée autour de 50 °C et montrent que la canalisation doit être maintenue au chaud en utilisant une dérivation afin de satisfaire aux exigences de confort pour l'ECS préparée instantanément [127]. En 2014, Brand étudie l'influence du by-pass sur le réseau. Les travaux consistent à simuler la redistribution du flux de dérivation vers la salle de bain des bâtiments avec un plancher chauffant pendant les périodes de non-chauffage. Les résultats indiquent une réduction des pertes de chaleur de 13 % par rapport au cas sans dérivation et une couverture des besoins dans les salles de bain de 40 % (approvisionnement rapide en ECS et salle de bain tempérée). La température de la surface du sol dans la salle de bain augmente de 0,6 à 2,2 °C tandis que l'eau du circuit de distribution baisse de 3,9 °C. [128]. La Figure 1.6 montre le schéma de principe au niveau des sous-stations avec et sans dérivation.

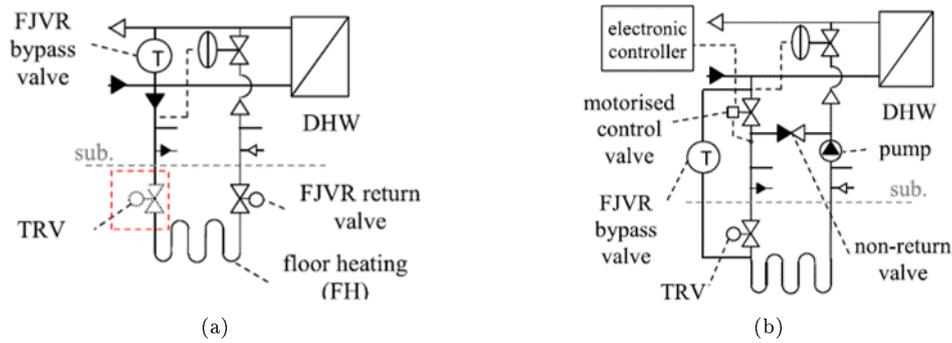


FIGURE 1.6 – Solution Technique pour baisser température de retour et garantir le confort dans le bâtiment [128]

(a) Sans dérivation (b) Avec dérivation

Lauenburg et Wollestrand ont développé un algorithme pouvant gérer la commande d'un système de chauffage avec radiateur connecté à un RCU via un échangeur de chaleur. La démarche a pour objectif d'optimiser le système pour fournir la température de retour la plus basse possible [129]. Elle consiste à trouver une combinaison optimale de température d'alimentation du circuit de radiateur et de débit de circulation, comme présenté à la Figure 1.7.

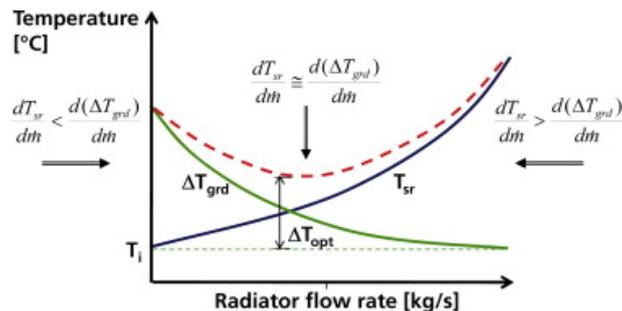


FIGURE 1.7 – Relation entre température et débit secondaires pour la variation de température optimale [129]

L'algorithme de contrôle modifie donc progressivement la courbe de contrôle du circuit du radiateur, lui permettant de fournir un refroidissement optimal de l'eau du RCU. Le test en pratique de la méthode de contrôle adaptatif des circuits de radiateur a conduit à un refroidissement de 2 °C de la température de retour du RCU et 3,5 % de réduction du débit moyen de chauffage dans le RCU.

En fonction du profil d'occupation des bâtiments, la consommation d'énergie est réduite sans dégradation du confort thermique pendant l'occupation. C'est l'objectif de l'étude menée par Morosan et al. Le principe repose sur l'utilisation d'un algorithme de modèle de contrôle prédictif distribué avec un échange d'information par pas de temps avec les modes centralisé et décentralisé, comme le montre la Figure 1.8 [130].

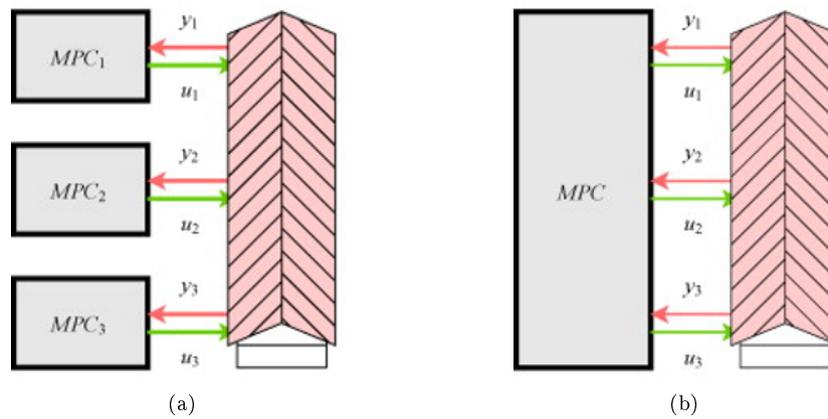


FIGURE 1.8 – Régulation de la température des bâtiments et influence sur la puissance consommée et le confort thermique [130]

(a) *Décentralisé* (b) *Centralisé*

La commande prédictive (MPC) décentralisée consiste à réguler la température ambiante de chaque pièce avec son propre contrôleur. La plage de prédiction est large et ne prend pas en compte le couplage thermique entre les pièces. Ainsi, le MPC mettra du temps à évacuer les perturbations. Par conséquent, le système couplé abaisse et/ou efface les dépassements et donc la consommation d'énergie globale diminuera et le confort thermique sera amélioré. C'est le même processus en centralisé où la sortie de chaque pièce contrôlée est pilotée directement par le modèle.

1.5.2.2 Déphasage par stockage thermique dans le bâti

Kensby montrent à travers son étude que les bâtiments lourds (construits entre 1930 et 1950 – constitués de briques et de plâtres en façade – entre 900 et 1200 m^2), avec un noyau structural de béton, peuvent tolérer relativement de grandes variations pendant le chauffage tout en maintenant un bon climat intérieur. L'étude a également démontré que sur un temps constant, il est difficile de décrire avec précision les variations de la température intérieure provoquées par l'utilisation des bâtiments comme stockage à court terme de l'énergie thermique. Le stockage de chaleur de 0,1 kWh/ m^2 dans l'enveloppe du bâtiment entraînera très rarement des variations de la température intérieure supérieure à $\pm 0,5$ °C dans un des bâtiments lourds étudiés [131]. Cinq types de régulations différentes ont été analysés. Ils sont présentés à la Figure 1.9.

1.5 Les RCU : réglementations, études, installations

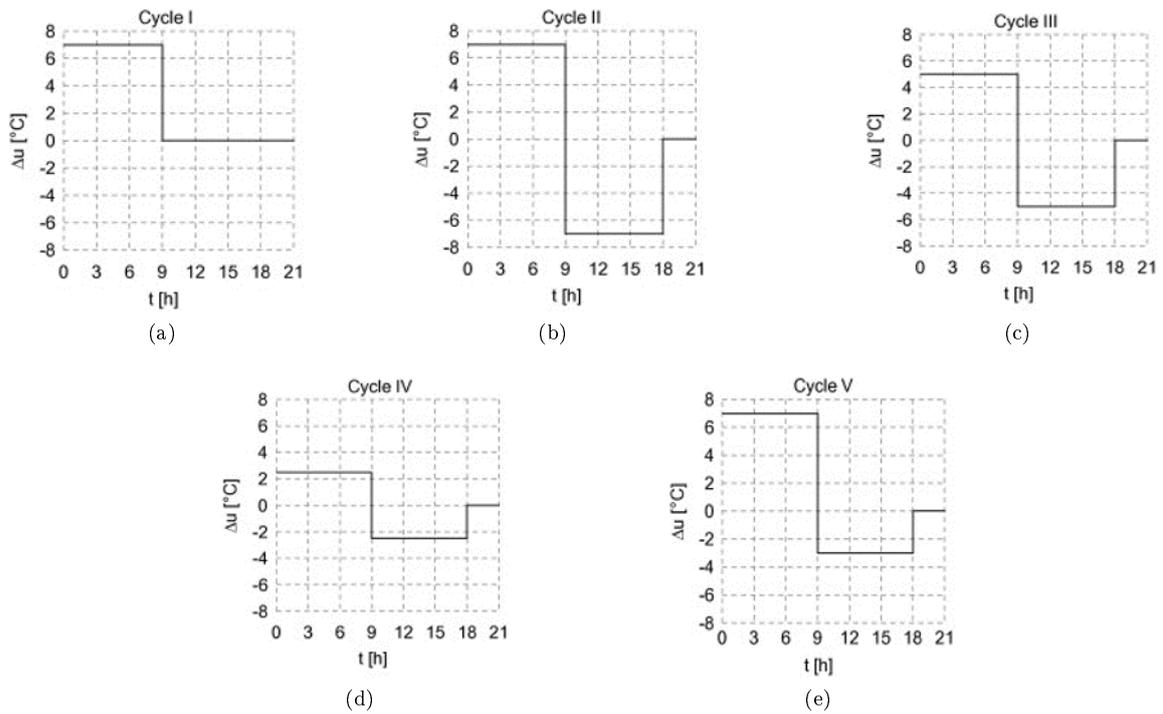


FIGURE 1.9 – Cinq cycles de pilotages de la température dans les bâtiments [131]

Les résultats de variation de température intérieure sont égales à $\pm 0,26$ °C avec le cycle I, de $\pm 0,06$ à $\pm 0,40$ °C pour le cycle II, $\pm 0,11$ °C pour le cycle III, et $\pm 0,06$ °C pour le cycle IV.

Chen et al. ont développé un modèle d'optimisation des appareils électroménagers (Building energy management controller – BEMC). Ainsi, pour l'aspect thermique, par discrétisation d'éléments finis, en fonction des caractéristiques thermiques du bâtiment et des conditions météorologiques le modèle régule le fonctionnement de chauffage et les besoins de refroidissement de la pièce à des niveaux de confort spécifiés. De ce fait, les appareils flexibles sont donc optimisés [132]. Les résultats dynamiques de l'étude ont montré des économies d'énergie et de coûts. A partir d'un contrôle par MPC, dont le schéma de principe est donné en Annexe A1.1, il a été montré qu'il y a un potentiel d'économie d'énergie. Avec les prévisions météorologiques de Prague et pour le système de chauffage du bâtiment étudié, le gain d'économie se situe entre 15 % et 28 % selon divers facteurs, principalement le niveau d'isolation et la température extérieure [133].

Dans cette thèse, le chapitre 6 sera consacré à la problématique des RCU et en particulier les aspects techniques en vue de l'intégration des énergies fatales dans ceux-ci. Un modèle d'un mini RCU est développé et les types de fonctionnements comme le déphasage par inertie du bâti, le contrôle, etc. seront abordés.

Chapitre 2

OUTIL DE VALORISATION DE CHALEUR FATALE EN MILIEU URBAIN

Sommaire

2.1	Introduction	47
2.2	Outil Recov'Heat	48
2.2.1	Présentation du modèle	48
2.2.2	Méthodologie	49
2.3	Les besoins thermiques	49
2.4	Les différentes sources de chaleur et leur classification	51
2.4.1	Chaleur fatale dans les eaux usées	51
2.4.2	Chaleur issue de datacenter	51
2.4.3	Source UIOM	52
2.4.4	Sources industrielles (verreries, blanchisseries industrielles)	52
2.4.5	Caractéristiques et classification des différentes sources fatales en milieu urbain	52
2.5	Estimation du potentiel récupérable sur chacune des sources	53
2.5.1	Dans le cas des eaux-usées et/ou blanchisseries	53
2.5.2	Dans le cas des UIOM	55
2.5.3	Dans le cas des verreries	56
2.5.4	Dans le cas des data centers	57
2.6	Valorisation de la chaleur fatale	58
2.6.1	Les équipements de récupération	58
2.6.2	Réseau de chaleur urbain	59
2.7	Résultats	59
2.7.1	Calculs de validation du modèle	60
2.7.2	Bilan de l'étude sur la récupération de chaleur fatale en milieu urbain	62
2.8	Conclusion	63

Résumé

Résumé

L'énergie fatale, principalement sous forme de chaleur, est l'énergie rejetée pendant ou à la fin d'un procédé énergétique. Elle est dégagée par un processus dont la production de chaleur n'est pas l'objectif initial. Elle résulte donc d'un processus subi et n'est rien d'autre qu'une énergie dissipée en pure perte, d'où le terme « fatale ». Il est donc intéressant de se placer à ce niveau en vue de récupérer toute ou partie de cette énergie. Toutefois, la récupération d'énergie fatale n'est avantageuse que si sa production est en adéquation avec les besoins (en terme de quantité, température, voire de temporalité. . .), chaque source ayant ses caractéristiques propres. Ainsi, de nombreuses sources de chaleur fatale existent en milieu urbain et peuvent être vues comme autant d'opportunités de récupération d'énergie. Étant dans la classe des énergies dé-carbonées avec des niveaux de température intéressants, leur intégration dans les systèmes de production d'eau chaude sanitaire (ECS) et/ou de chauffage urbain est une option de plus en plus étudiée par les collectivités territoriales et les professionnels de systèmes énergétiques. Malheureusement, elles sont mal et souvent surestimées dans la littérature.

En partenariat avec EFFICACITY¹, Recov'Heat a été développé. Il s'agit d'un outil permettant d'avoir une première estimation des capacités de valorisation de la chaleur fatale en milieu urbain. Les sources telles que les eaux-usées, les centres de données (data center), les blanchisseries industrielles, les verreries et les usines d'incinération d'ordures ménagères (UIOM) sont considérées et étudiées. La récupération de chaleur sur ces différentes sources ne peut se faire avec les mêmes équipements car leur état physique n'est pas identique. De plus, la température étant l'un des paramètres essentiels pour une éventuelle réponse aux besoins, la connexion avec le réseau de chaleur est effectuée de manière différente. Pour les sources de haute température, cela peut se faire via un échangeur thermique. Dans le cas de basse température, une pompe à chaleur est nécessaire. L'estimation du potentiel se fait en trois étapes. Tout d'abord, à partir d'un minimum de données d'entrée communes à toutes les sources et spécifiques à certaines d'entre elles, la quantité d'énergie récupérable est évaluée sur une année et avec un pas de temps mensuel. Les données d'entrée sont par exemple le nombre d'équivalents habitants pour les eaux usées et la quantité de déchets traités pour les UIOM. Ensuite, ces sources sont mises en regard avec des besoins de chauffage et d'ECS dans différentes typologies de quartiers. Ces quartiers sont caractérisés par le nombre d'habitants, la surface chauffée et le type d'activités. Enfin, un bilan énergétique permettra aux décideurs d'évaluer la viabilité de la récupération d'une ou plusieurs sources dans la localité, principalement basée sur son taux de couverture mensuelle des besoins.

Les résultats de cette étude montrent que la récupération de chaleur fatale dépend des niveaux de température, du mode de distribution et de la correspondance entre les capacités de la (ou des) source(s) et la demande. À l'échelle mensuelle, 100 % de la demande pourrait être satisfaite par la récupération/valorisation de la chaleur fatale, surtout durant la période estivale. Cependant, certaines contraintes d'exploitation telles que l'arrêt de la centrale pour raison de maintenance ou l'autoconsommation de l'énergie ne sont pas prises en compte dans la version actuelle.

Cette recherche analyse la possibilité de récupérer les sources de chaleur fatale urbaine, avec une analyse technico-économique, fournissant un outil d'aide à la décision pour les communautés locales et les sociétés de services énergétiques.

1. Centre de recherche dont les travaux sont axés sur la transition énergétique urbaine

2.1 Introduction

La plupart des systèmes de production de chaleur ou d'exploitation actuels cherchent à se développer afin d'être conformes aux normes de production visant à promouvoir les énergies renouvelables. Pour l'ensemble de ces systèmes, intégrer des sources renouvelables à leurs installations permettrait d'améliorer le comportement énergétique et environnemental des dits systèmes :

- i) Baisse de l'apport énergétique primaire : l'énergie primaire, principalement de source fossile, serait fournie par des sources gratuites et inépuisables ;
- ii) Baisse de la pollution : les sources fossiles contribuant à la forte émission de gaz à effet de serre seront réduites ; ce qui permettra d'être en meilleure conformité avec la protection de l'environnement ;
- iii) Apporter l'énergie qu'il faut : intégrer d'autres sources de production permet d'avoir un mix énergétique qui offre la possibilité d'injecter dans le réseau de distribution la quantité suffisante au moment voulu, à partir du système qui correspond le mieux à la demande.

La demande ne cessant de croître depuis des années, le lieu de consommation qu'est l'habitat a été indexé par le rapport des évaluations du Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'évolution du Climat (GIEC). On lui attribue une part considérable dans les émissions de Gaz à Effet de Serre (GES) qui entraînera un réchauffement du climat de 1,1 °C à 6,4 °C d'ici la fin du siècle. A titre d'exemple, la consommation énergétique en France par an et par habitant correspond à une tonne d'équivalent pétrole consommée, et près de 2 tonnes de CO₂ émises dans l'atmosphère. La consommation moyenne annuelle d'énergie primaire du secteur du bâtiment est de l'ordre de 440 kWh d'énergie primaire par m² par an (environ 330 kWh pour le résidentiel et environ 550 kWh pour le tertiaire, électricité spécifique comprise) [134]. Le bâtiment est le plus gros consommateur d'énergie. Sa part thermique à lui seul représente plus de 40 %.

Ainsi, l'habitat est le cadre où l'on peut étudier les performances que présentent les différentes stratégies mises en œuvre pour les services de l'eau chaude sanitaire et du chauffage. Il s'agit des services individuels d'eau chaude ou des services collectifs. Notons au passage que les services collectifs, au niveau résidentiel, présentent deux éléments importants à prendre en compte :

- i) Ils présentent des problèmes technologiques sous une forme plus exhaustive ;
- ii) Ce sont probablement les gisements d'économie les plus importants.

D'autre part, la réglementation thermique RT 2012 entraîne la généralisation des bâtiments de type BBC (Bâtiment Basse Consommation). Cette rupture réglementaire prévoit de diviser la consommation énergétique moyenne dans un bâtiment neuf par 3 en la ramenant à 50 kWhEP/m²/an [135]. Pour cela, la RT 2012 prévoit d'une part la mise en œuvre de solutions d'isolation et d'étanchéité de l'enveloppe du bâtiment à haute performance afin de minimiser les échanges de chaleur avec l'extérieur. D'autre part, elle recommande également l'intégration des énergies renouvelables dans les sources de production.

L'idée est d'arriver à moyen terme à la réalisation de bâtiments à énergie positive, c'est-à-dire qui, sur un bilan annuel, produisent plus d'énergie qu'ils n'en consomment. C'est l'exemple du projet de conception de « La maison solaire, un bâtiment à énergie positive » [136] qui a pour objectif de concevoir une maison individuelle raccordée au réseau électrique et capable de produire au minimum l'énergie qu'elle consomme.

L'énergie fatale (appelée aussi énergie de récupération) est l'un des sujets étudiés par les collectivités et les professionnels de l'énergie, notamment en milieu urbain. Cette solution est associée à la mise en place de réseaux de chaleur plus verts. Dans ce cadre, en partenariat avec d'autres chercheurs d'EFFICACITY, un état de l'art a été réalisé sur certaines sources de chaleur fatale. Ensuite, sur la base d'hypothèses de fonctionnement, des travaux menés pendant cette thèse ont conduit à la création de Recov'Heat, un outil d'estimation du potentiel de chaleur fatale au regard des besoins d'un quartier. Il fournit une analyse énergétique et économique sur les projets de récupération de chaleur appliqués au niveau du quartier. Ces hypothèses de fonctionnement varient selon le système de récupération utilisé. Des algorithmes simplifiés ont été développés en utilisant un minimum de données d'entrée

sur les sources fatales. Les résultats sur la quantité d'énergie récupérable, à des pas mensuels, ont été testés et comparés avec des cas réels.

L'énergie fatale, principalement sous forme de chaleur, est l'énergie rejetée pendant ou à la fin d'un procédé énergétique. Elle est dégagée par un processus dont la production de chaleur n'est pas l'objectif initial. Elle résulte donc d'un processus subi et n'est rien d'autre qu'une énergie dissipée en pure perte, d'où le terme « fatale ». Il est donc intéressant de se placer à ce niveau en vue de récupérer toute ou partie de cette énergie. Toutefois, la récupération d'énergie fatale n'est avantageuse que si sa production est en adéquation avec les besoins (en terme de quantité, température, voire de temporalité...), chaque source ayant ses caractéristiques propres. Ainsi, de nombreuses sources de chaleur fatale existent en milieu urbain et peuvent être vues comme autant d'opportunités de récupération d'énergie. Nous nous intéressons dans ces travaux aux eaux usées, datacenter, usines d'incinération d'ordures ménagères (UIOM), blanchisseries industrielles et verreries.

2.2 Outil Recov'Heat

Recov'Heat a été développé dans l'objectif d'avoir une première estimation des capacités de valorisation de la chaleur fatale. Cet outil est appelé à être simple mais précis, sans simulation lourde et à l'échelle du quartier. L'intérêt est de fournir des résultats plus fins que les bilans grossiers proposés dans la littérature. Il fournit donc mensuellement le potentiel de chaleur recélé par une source, et le met en regard des besoins thermiques d'un quartier – définis par l'utilisateur.

2.2.1 Présentation du modèle

Le modèle Recov'Heat dispose d'une interface utilisateur qui propose de renseigner le minimum de données sur la source choisie parmi celles étudiées. Le Tableau 2.1 présente les entrées demandées pour chaque source.

Tableau 2.1 – Données d'entrée en fonction de chaque source

Sources	Entrées
Eaux-usées	Nombre d'habitants connectés au collecteur ou à la station d'épuration (STEP)
Datacenter	Taille, type de bâtiment et Tiers ² (densité énergétique)
Blanchisseries industrielles	Quantité de linge traité/jour et Nombre de jours d'activité/mois
Verreries	Type de verre produit et Quantité de verre produit/an
UIOM	Quantité de déchets incinérés/an
Demandes	Entrées
Chauffage	Surface
ECS	Surface, Nombre d'habitants

Par exemple, pour la chaleur récupérable dans une portion de réseau d'assainissement d'eaux usées, le nombre équivalent d'habitants raccordés à la portion suffira à obtenir une estimation du débit d'eau et ensuite de la chaleur récupérable. Dans le cas des datacenters, le « tiers » permet de déterminer leur niveau de sécurité en termes d'indisponibilité de données stockées et leur densité énergétique (Annexe A2.1). La densité énergétique permise définie par le niveau de « Tiers » intègre les redondances énergétiques (électrique et refroidissement). Elle varie de 1 à 4 avec une densité énergétique allant de 250 W/m² à 1500 W/m², pour une durée d'indisponibilité annuelle tolérée passant de 28.8 heures à 24 minutes Les datacenters d'hébergement construits aujourd'hui sont classés Tier III ou IV. Les petits data centers internes sont classés Tier I ou II [137].

Le modèle procède à des calculs en plusieurs étapes et il sort un bilan énergétique à l'échelle mensuelle et annuelle. L'outil Recov'Heat propose de comparer le résultat des estimations avec la consommation énergétique d'un quartier. L'utilisateur choisit la taille et les types de bâtiments du

2. Système de classement établis aux Etats-Unis par des organismes privés, l'Uptime Institute et la Telecommunications Industry Association

2.3 Les besoins thermiques

quartier afin de dimensionner une zone où la chaleur fatale pourrait être utilisée. Recov'Heat estime le potentiel de chaleur fatale récupérable des sources étudiées et à quelles conditions la récupération de cette énergie est pertinente. L'outil peut être évalué gratuitement. Il dispose d'une version web, en ligne sur le site <http://tools.efficacity.com>.

2.2.2 Méthodologie

La Figure 2.1 présente le logigramme utilisé pour développer l'outil. Les données initiales viennent d'un état de l'art de chaque source [138]. A cela, l'utilisateur rajoute les éléments du Tableau 2.1.

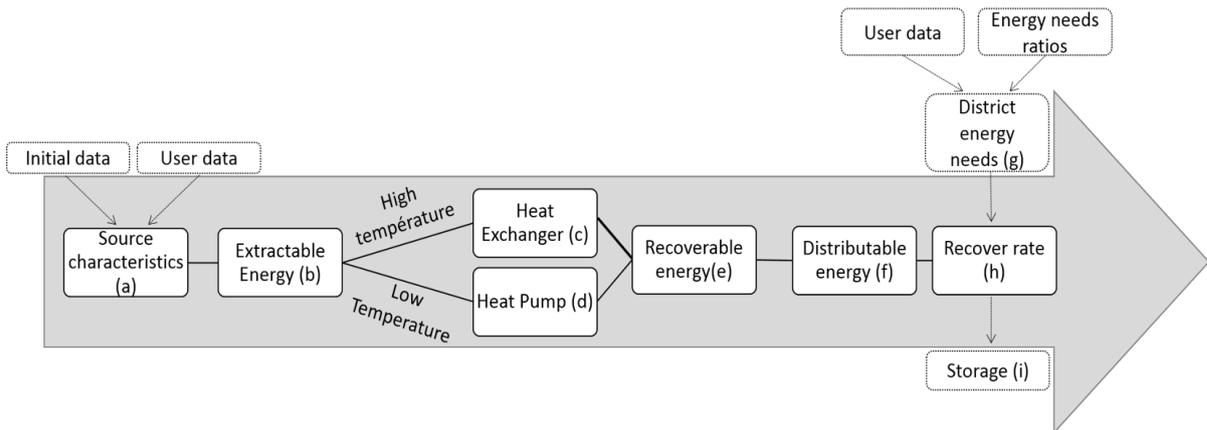


FIGURE 2.1 – Algorithme de calcul de Recov'Heat [139]

La première étape (a) permet d'avoir les caractéristiques de la source choisie. L'énergie extractible (b), exprimée en MWh, correspond au maximum d'énergie mensuelle dissipée dans chacune des sources. Les méthodes de calcul sont différentes pour chaque source et impliquent les pouvoirs calorifiques des éléments concernés ou les dépenses d'énergie d'un processus. Selon Brueckner et al, il s'agit d'un potentiel physique théorique, premier palier d'estimation d'une source fatale [140]. Selon qu'il s'agisse d'une source haute ou moyenne/basse température, leur valorisation utilise différentes technologies (c et d). L'énergie récupérable (e) correspond à l'énergie restante après valorisation par une de ces technologies. L'énergie distribuable (f) est la soustraction des pertes de distributions à l'énergie récupérable. Ces pertes sont calculées à partir de la distance entre la source et le quartier alimenté, cette donnée étant ajoutée par l'utilisateur. Des ratios de pertes d'énergie par mètre linéaire de canalisation sont utilisés, et varient en fonction de la source de chaleur fatale étudiée (haute ou moyenne et basse températures).

2.3 Les besoins thermiques

Une fois obtenue, cette quantité d'énergie distribuable issue d'une source fatale de chaleur est comparée aux besoins énergétiques d'un quartier renseigné par l'utilisateur. Les besoins de chaleur pour le chauffage et l'ECS sont calculés pour une année, et à pas mensuels, en multipliant des besoins unitaires par secteur d'activité (logements, bureaux, commerces, écoles...) en $\text{Wh}/\text{m}^2/\text{mois}$ par les surfaces dédiées à ces secteurs d'activité saisies par l'utilisateur (g). Ces besoins proviennent de données réelles d'enquête interne. Le lien entre la surface et le nombre de logements est fait sur la base de 70 m^2 par logement. A partir du nombre de logements, il est possible de remonter au nombre d'habitants, en prenant en compte une moyenne de trois personnes par logement. Dans la première version de Recov'Heat, on considère que tous les bâtiments sont neufs [141].

Comparer l'estimation de la quantité d'énergie récupérable sur une source fatale avec les besoins d'un quartier permet de se rendre compte de l'éventuelle pertinence de valoriser cette source. Cependant, le pas temporel mensuel utilisé dans ce simulateur n'est pas assez fin pour affirmer que l'énergie

2.3 Les besoins thermiques

récupérable et les besoins sont concordants. La quantité de chaleur fatale n'est pas forcément suffisante pour répondre aux pics quotidiens de consommation de chauffage et d'ECS. C'est pourquoi la dernière étape de l'algorithme calcule un taux de couverture mensuel pour chaque usage (chauffage et ECS) puis un taux de couverture global (h). Ce dernier permet d'approximer la concordance temporelle entre récupération et besoin en intégrant des coefficients de concomitance pour les deux usages, chauffage et ECS.

Pour le chauffage, ce coefficient de concomitance est compris entre 0 et 1 et correspond au rapport entre le nombre d'heures où la production et la consommation mensuelles sont synchronisées sur le nombre total d'heures dans le mois. Il est différent selon les secteurs d'activité (tertiaire, logement, ...). La consommation de chauffage étant élevée en hiver, ce coefficient se rapproche de 1 tandis qu'il est à 0 pour les mois d'été. Ils proviennent d'une campagne de mesures de données réelles.

Tableau 2.2 – Coefficients mensuels de concomitance chauffage

	Janvier	Février	Mars	Avril	Mai	Octobre	Novembre	Décembre
Logement	0,978	0,917	0,656	0,96	0,008	0,191	0,894	0,98
Tertiaire	0,606	0,515	0,372	0,172	0,017	0,117	0,486	0,548

Dans un quartier mixte, le coefficient retenu est le plus grand.

Pour l'ECS, une approximation de la durée de la pointe pluri-horaires de consommation pendant une journée est calculée. On considère que ces durées de pointe correspondent à la consommation quotidienne. La durée dépend du nombre de logements étudiés (les autres secteurs d'activités ne consomment pas ou peu d'ECS). Le coefficient de concomitance ECS est obtenu en divisant cette durée de pointe par 24, le nombre d'heures dans une journée. Pour différentes surfaces de logement, ils sont présentés dans le tableau ci-après (AICVF) :

Tableau 2.3 – Coefficients mensuels de concomitance ECS

Surface d'un logement (m^2)	20							
Nombre logements	10	20	30	50	75	100	200	
Surface équivalente (m^2)	700	1400	2100	3500	5250	7000	14000	
Durée de la pointe (h)	1,72	2,45	2,87	3,34	3,65	3,83	4,14	
Facteur de concomitance	0,07	0,10	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17	

Plus il y a de logements, par effet de foisonnement, plus la durée de pointe est longue. Afin d'extrapoler les valeurs suivant le nombre de logements, la durée de la pointe est assimilée à une tendance logarithmique suivant l'équation (2.1) ci-après.

$$y = 0,8253 \ln(x) - 3,5271 \quad (2.1)$$

Une fois les coefficients de concomitance obtenus, les taux de couverture mensuels (Cr_{CH} et Cr_{ECS}) sont calculés grâce aux équations (3.1) et (3.2)

$$Cr_{CH} = \delta_{CH} \left[\frac{Q_{distr}}{Q_{besoins}} \right]_{CH} \quad (2.2)$$

$$Cr_{ECS} = \delta_{ECS} \left[\frac{Q_{distr}}{Q_{besoins}} \right]_{ECS} \quad (2.3)$$

δ_{CH} et δ_{ECS} sont les coefficients mensuels de concomitance respectivement du chauffage et de l'ECS. Q_{distr} est l'énergie distribuée mensuelle (f), $Q_{besoinsCH}$ et $Q_{besoinsECS}$ correspondent respectivement aux besoins mensuels de chauffage et d'ECS.

Le taux de couverture global de la source de chaleur fatale étudiée est obtenu par pondération des taux de couverture de chauffage et d'ECS avec leurs besoins mensuels respectifs. Le taux de couverture annuel en est ensuite déduit.

2.4 Les différentes sources de chaleur et leur classification

Si l'énergie distribuable est supérieure aux besoins, une certaine quantité d'énergie considérée excédentaire peut donc être stockée (i). Cette valeur correspond au dernier calcul du modèle Recov'Heat. Ceci dit, la quantité d'énergie pouvant être stockée est calculée à titre informatif sans pour autant être chargée ou déstockée physiquement sur demande, car cela nécessiterait la mise en œuvre de dispositifs de stockage thermique dans le système. Nous tenterons dans la suite de notre étude de lever cet obstacle.

2.4 Les différentes sources de chaleur et leur classification

2.4.1 Chaleur fatale dans les eaux usées

La température de ce type d'apport varie selon le climat et la saison. En France, elle est entre 10 °C et 30 °C en fonction de la localisation et de la saison. Il s'agit donc d'une source basse température qui nécessitera un dispositif tel qu'une pompe à chaleur pour relever le niveau de température jusqu'à 40 °C au moins afin de satisfaire les demandes. Le débit varie surtout en fonction du nombre d'équivalents habitants (E.H.) raccordés à chaque portion du réseau d'assainissement. Dans les zones à forte densité, le débit sera plus important et la récupération de chaleur sur ces portions sera alors plus intéressante. Il est possible que la STEP soit impactée par la récupération à travers la cinétique des réactions chimiques, en l'occurrence la nitrification qui a lieu pendant le processus de traitement des eaux. Différentes installations de récupération de chaleur sur les eaux usées n'ont pas présenté cette défaillance tant que leur température de récupération reste supérieure à 12 °C. Ainsi, un critère important de dimensionnement pour la récupération en aval de la STEP est que les eaux usées ne descendent pas en dessous de 12 °C après récupération de la chaleur [138]. La récupération peut également se faire en aval de la station d'épuration après traitement. Un tel système est peu fréquent car des conditions comme la proximité entre les consommateurs et les échangeurs doivent être satisfaites. Dans cette configuration, les échangeurs sont en dérivation du RCU. Ainsi, le débit est maîtrisé et l'installation est indépendante de la géométrie du collecteur. L'avantage de ce système de récupération est le faible coût de l'échangeur. En effet, les eaux usées ayant été traitées, les problématiques d'encrassement sont réduites. Un pré filtrage ou prétraitement n'est donc pas nécessaire ; ce qui facilite la maintenance. Généralement, les eaux usées domestiques ont un niveau de température supérieure à celui de la température de leur environnement. En fonction du lieu de récupération de la chaleur, la température varie. En effet, les eaux usées circulent d'un bâtiment à un réseau d'égouts du quartier, avant d'aller à une station de traitement des eaux. Dans chacune de ces trois étapes, la récupération d'énergie fatale est possible. Toutefois, un compromis est à faire. Récupérer la chaleur le plus tôt permettrait de conserver une quantité importante d'énergie, mais a un coût conséquent et une maintenance complexe. D'autre part, récupérer la chaleur plus tard dans la chaîne est synonyme de pertes de chaleur, donc de performances réduites quand bien même le coût pourrait être moindre.

Les principales caractéristiques techniques de la chaleur des eaux usées sont la température et le débit. Ces deux paramètres dépendent du temps, soit en saison, soit en journée. La géolocalisation devrait également être considérée puisque les deux paramètres peuvent être différents d'une ville à l'autre. En France, les températures les plus basses et les températures les plus élevées des eaux usées dans une année normale sont respectivement de 10 °C et 30 °C. Ainsi, pour une telle source de basse température, un système de pompe à chaleur est nécessaire pour que la température minimale de la demande à 40 °C chez les utilisateurs finaux soit respectée.

2.4.2 Chaleur issue de datacenter

Cette source est issue de la chaleur des ordinateurs, des serveurs, des baies de stockage, et des équipements de réseaux et de télécommunications. Ces différentes technologies de l'information et des données sont regroupées sur un site appelé datacenter hébergé dans un bâtiment ou une partie de bâtiment. En plus de la quantité importante d'électricité pour alimenter les équipements informatiques, le refroidissement de l'environnement, pour un conditionnement en température conforme, consomme de l'énergie. En retour, les serveurs dégagent naturellement la quasi-totalité de leur alimentation électrique en chaleur. La capacité de production de 30 centrales nucléaires représente la puissance électrique des datacenters dans le monde. Cette consommation électrique représente 2 %

2.4 Les différentes sources de chaleur et leur classification

de la consommation d'électricité mondiale [142]. Les équipements informatiques fonctionnent généralement jusqu'à 27 °C et doivent être refroidis au-delà [143]. La chaleur issue des datacenters est principalement issue de groupes froids et est donc à basse température. Par exemple, pour un centre de données qui est refroidi par un système de réfrigération à compression mécanique, la récupération de chaleur se ferait au niveau du condenseur. Ainsi, dans le cas d'un échangeur de chaleur avec l'eau comme fluide de refroidissement, la sortie chaude pourrait atteindre et dépasser 30 °C le plus souvent. Elle serait une source de chaleur nécessitant différentes techniques pour élever la température en fonction du réseau de chauffage ou des demandes de chaleur : i) Dans certains cas (besoins en haute température) une Pompe à Chaleur (PAC), ii) dans d'autres (besoins en basse ou moyenne température), seul l'échangeur (dégradation du groupe froid) suffit.

2.4.3 Source UIOM

La récupération d'énergie lors du processus d'incinération de déchets est déjà largement développée, en France notamment, où plus de 11 TWh d'énergie (thermique et électrique) sont produits dans ces usines, autoconsommés ou redistribués dans des réseaux de chaleur ou d'électricité [144]. Toutefois, certaines usines ne possèdent pas un système optimal de valorisation énergétique. Actuellement rejetée, la chaleur présente dans les résidus d'incinération et dans les fumées peut également être en partie récupérée.

2.4.4 Sources industrielles (verreries, blanchisseries industrielles)

La fabrication de verre nécessite une forte consommation d'énergie pour provoquer la fusion et pour le reste des procédés. 100 % de l'énergie qui sert à maintenir la température du four à environ 1500 °C, est finalement dissipée. Elle est potentiellement récupérable, depuis l'eau de refroidissement ou l'air.

Les blanchisseries industrielles, publiques et privées, traitent plusieurs tonnes de linge par jour. La spécificité de cette source est sa variation saisonnière et quotidienne, le flux de linge à laver étant dépendant du secteur d'activité (hôpitaux, maisons de retraites, restaurants, hôtels). Les équipements de lavage, séchage et repassage utilisent principalement l'eau. Les besoins d'eau sont de l'ordre de 8 L/kg_{linge} et en énergie de 3 kWh_{ef}/kg_{linge}. Une partie de cette énergie est perdue puisque rejetée sous forme d'eau chaude avec une température de l'ordre de 25 °C issue majoritairement des tunnels de lavage. Il est à souligner que certaines blanchisseries doivent refroidir l'eau rejetée supérieure à 30 °C puisque la réglementation interdit le rejet direct de l'eau chaude dans les égouts [139].

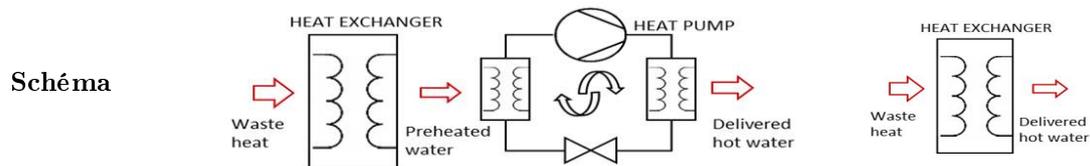
2.4.5 Caractéristiques et classification des différentes sources fatales en milieu urbain

Pour les besoins de chauffage et d'ECS, un seuil minimum de température est recommandé. La production d'énergie est généralement répartie en trois gammes de température : basse, moyenne et haute. La basse température ne peut correspondre qu'aux besoins de chauffage des bâtiments récents ou équipés d'émetteurs adaptés. La moyenne température couvrirait les besoins d'ECS et de chauffage ; ainsi que la haute température qui pourrait couvrir la plupart des besoins en chaleur et éventuellement alimenter un réseau de chaleur. Le Tableau 2.4 présente les caractéristiques de récupération de chaque source.

2.5 Estimation du potentiel récupérable sur chacune des sources

Tableau 2.4 – Caractéristiques de récupération des sources de chaleur

Sources	Eaux usées	Datacenter	Blanchisseries	UIOM	Verreries
Etat	Liquide	air	Liquide	Vapeur	Vapeur
Fluctuations	Saisonnière	Faible	Faible	Saisonnière	Faible
Système de récupération	PAC	Echangeur ou PAC	PAC	Echangeur	Echangeur
Températures de récupération	10 °C 25 °C	20 °C 27 °C	15 °C 30 °C	90 °C 180 °C	90 °C 140 °C
Equipements de récupération	Echangeur de chaleur + Pompe à chaleur			Echangeur de chaleur	



La récupération de chaleur sur ces différentes sources ne peut se faire avec les mêmes équipements car leur état physique n'est pas identique. De plus, la température étant l'un des paramètres indispensables pour une éventuelle réponse aux besoins, la dernière ligne du Tableau 2.4 nous montre que l'état des sources impose la satisfaction des besoins d'une catégorie d'usage uniquement.

2.5 Estimation du potentiel récupérable sur chacune des sources

Le potentiel récupérable est déterminé sous des conditions maximales. Toutefois, son estimation varie d'une source à l'autre.

2.5.1 Dans le cas des eaux-usées et/ou blanchisseries

La récupération d'énergie sur la chaleur issue des eaux usées se fait en amont de la station d'épuration (STEP). Le potentiel récupérable est déterminé suivant le principe présenté à la figure 2.2.

2.5 Estimation du potentiel récupérable sur chacune des sources

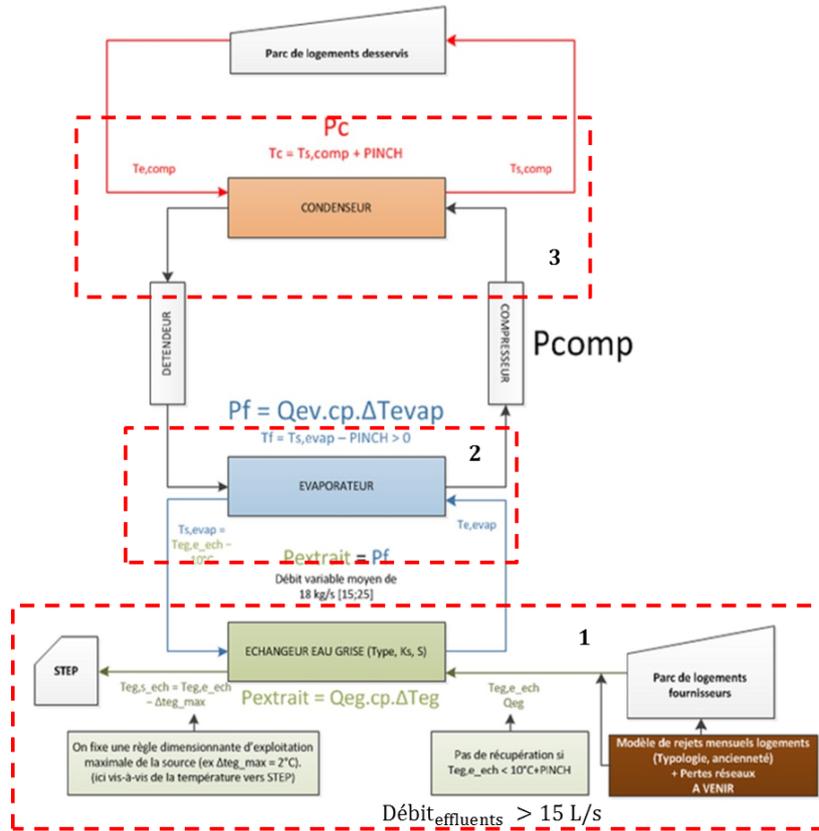


FIGURE 2.2 – Modèle d'estimation du potentiel récupérable sur les eaux-usées [138]

Dans un premier temps, la température des eaux usées est prise en compte à travers la détermination de la puissance extractible sous les conditions de contrainte maximale. Cela signifie que le potentiel est considéré extractible tant que le processus d'épuration n'est pas dégradé.

- ΔT de 2°C au moins entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, situé en amont de la PAC ;
- Pas de récupération pour une température des eaux usées inférieure ou égale à 12°C .
- Débit $\geq 15 \text{ L/s}$, soit au moins 7 500 Equivalents habitants raccordés

Ensuite, la puissance extractible est transmise à l'évaporateur de la PAC. La température devant être positive en sortie d'évaporateur, un ΔT de 10°C est imposé entre l'entrée de l'échangeur et la sortie de l'évaporateur. On considère donc un débit variable afin de respecter cette consigne. Le pincement des échangeurs de la PAC est pris à 3°C . La capacité calorifique est celle de l'eau, $4 180 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$. Enfin, à partir du type d'émetteur (moyenne ou basse température), différents paramètres sont déterminés :

- Le coefficient de performance de la PAC ;
- La puissance récupérable ;
- Le taux de couverture des besoins.

La récupération dans le cas de la chaleur issue des blanchisseries se fait de la même manière à la différence du paramètre dimensionnant de l'échangeur. Il s'agit ici de la température moyenne des effluents après récupération et la valeur retenue est égale à 5°C (installations existantes). Le débit des effluents est calculé en fonction du débit d'eau rejetée par kg de linge traité, de la quantité de linge traité par jour et du nombre d'heures d'ouverture du site par jour.

2.5.2 Dans le cas des UIOM

La récupération d'énergie sur la chaleur issue des UIOM peut se faire au niveau des fumées du four et/ou au niveau du circuit de refroidissement du four qui constitue la chaudière. Elle provient donc de la combustion directe des déchets comme le montre la figure 2.3

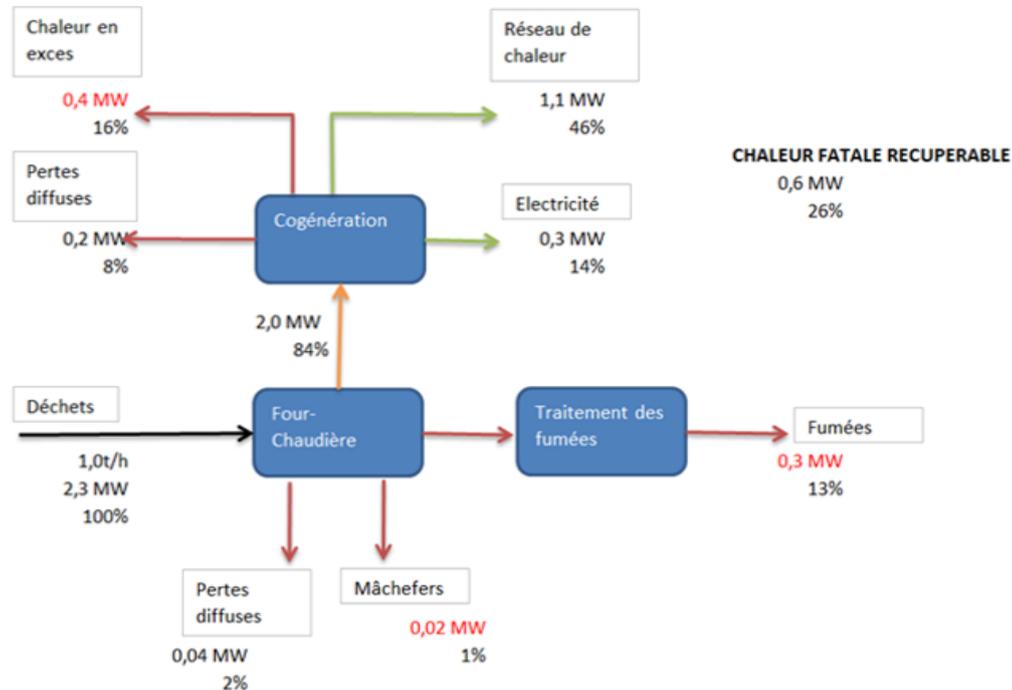


FIGURE 2.3 – Fonctionnement UIOM [138]

La chaudière constitue le premier pôle de récupération de chaleur sous forme de vapeur saturée ou surchauffée dans le cas où elle est utilisée pour produire de l'électricité à l'aide d'un groupe turbo-alternateur (GTA). Son rôle est de refroidir les réfractaires du four. Ensuite, viennent la chaleur issue des fumées du four, des mâchefers et d'autres pertes diffuses. La chaleur fatale des fumées peut être récupérée à au moins 70 % si on effectue la condensation de la vapeur d'eau contenue dans les fumées (hypothèse retenue ici, mais en notant qu'il s'agit d'une technologie émergente pour les UIOM), aucune usine française n'est à ce jour équipée). L'estimation du potentiel se fait suivant le processus présenté à la figure 2.4.

2.5 Estimation du potentiel récupérable sur chacune des sources

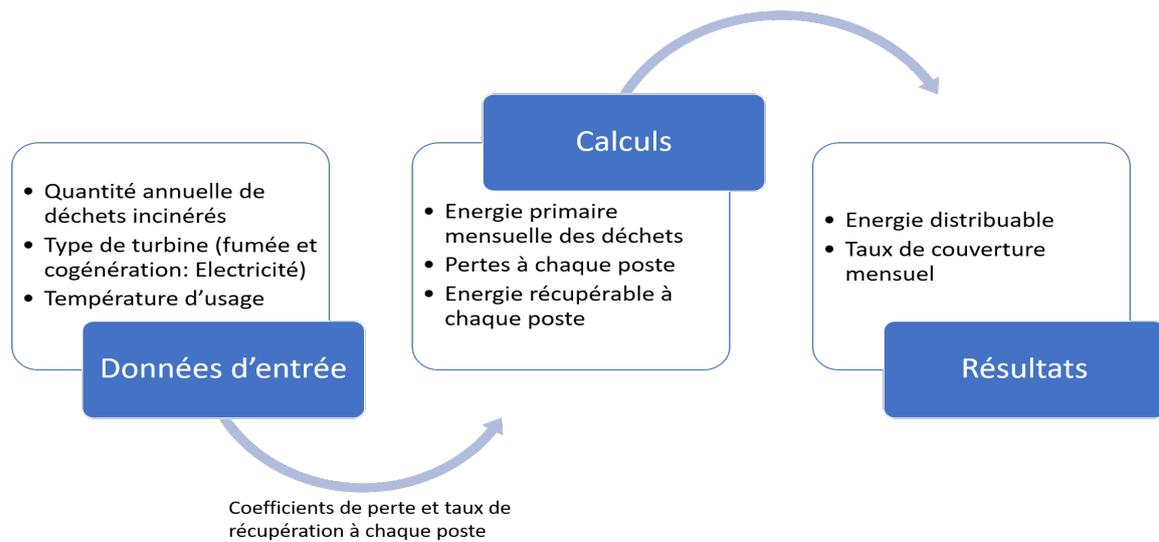


FIGURE 2.4 – Processus d'estimation du potentiel récupérable sur les UIOM [138]

A partir de la quantité des déchets incinérés et avec le pouvoir calorifique inférieur ($PCI = 8,5$ MJ/kg dans notre cas), l'énergie primaire mensuelle des déchets est déterminée. Ensuite, les pertes aux mâchefers et celles des fumées sont déterminées à partir de la température des déchets incinérés (300 °C) et respectivement avec la température des mâchefers (90 °C), la température des fumées avant récupération (180 °C). Dans chacun des cas, des coefficients de pertes sont intégrés ($0,2$ pour les mâchefers et $0,3$ pour les fumées). Ils proviennent d'installations réelles. La capacité calorifique de l'air est utilisée ($1\ 004\text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{°C})$). La chaleur des fumées est récupérée à hauteur de 70% (avec condensation) en présence d'une PAC. Dans le cas contraire, seuls 20% sont récupérés. Aucun système actuel ne permettant la récupération au niveau des mâchefers, sa quantité récupérable est déduite du bilan. Ainsi, l'énergie distribuable correspond à la somme de la chaleur utile et la chaleur des fumées. Elle est calculée en prenant en compte les pertes linéaires de distribution. Les taux de couverture mensuels sont enfin définis en fonction des besoins.

2.5.3 Dans le cas des verreries

La chaleur fatale est issue de différents postes : les fumées, les eaux de refroidissement, l'air de refroidissement des « feeders » et l'air de refroidissement final comme présenté sur la figure 2.5

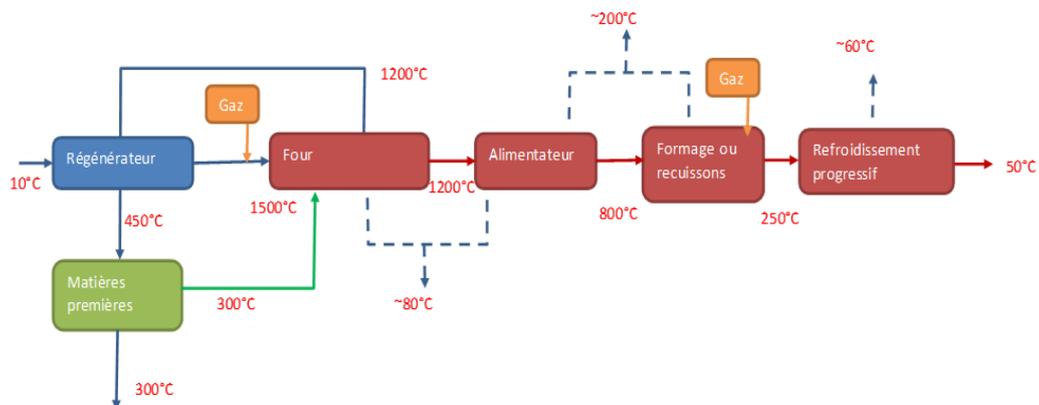


FIGURE 2.5 – Exemple de fonctionnement d'une verrerie [138]

2.5 Estimation du potentiel récupérable sur chacune des sources

En sortie du four, 50 % de la chaleur des fumées peuvent être récupérés à 140 °C avec un échangeur fumées/eau chaude. Cette limite peut évoluer en fonction de la technologie de récupération. Sur le circuit collecteur de l'eau réchauffée, au lieu d'avoir des tours de refroidissement, un échangeur eau/eau permettra de récupérer au moins 50 % de la chaleur sur les eaux de refroidissement à 80 °C. Cependant, la récupération sur l'air de refroidissement est plus complexe. Au niveau de l'alimentateur ou du refroidissement finale (refroidissement de 800 °C à 500 °C environ pour relaxer des contraintes puis de 500 °C à 250 °C sous contrôle), moyennant un effort de R&D, nous estimons dans cette étude que 30 % du potentiel pourraient être exploités.

La figure 2.6 montre qu'à partir de la quantité mensuelle de verres et du coefficient d'énergie primaire selon le type de verre (0,3 pour verre plat et 0,2 pour verre creux), l'énergie finale est estimée à tous les points de récupération.

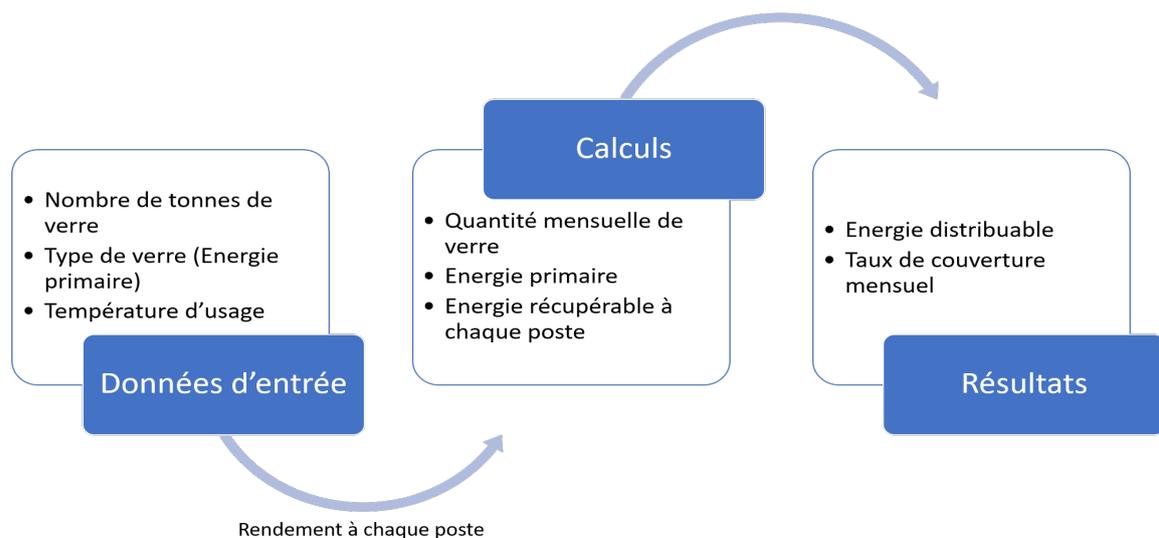


FIGURE 2.6 – Processus d'estimation du potentiel récupérable sur les verreries [138]

L'énergie récupérable est ensuite calculée en prenant en compte les rendements de récupération à chaque poste ainsi que la température. Le taux de couverture des besoins mensuels est alors défini.

2.5.4 Dans le cas des data centers

L'estimation du potentiel récupérable se fait également en différentes étapes pour les data-centers, comme le montre la figure 2.7.

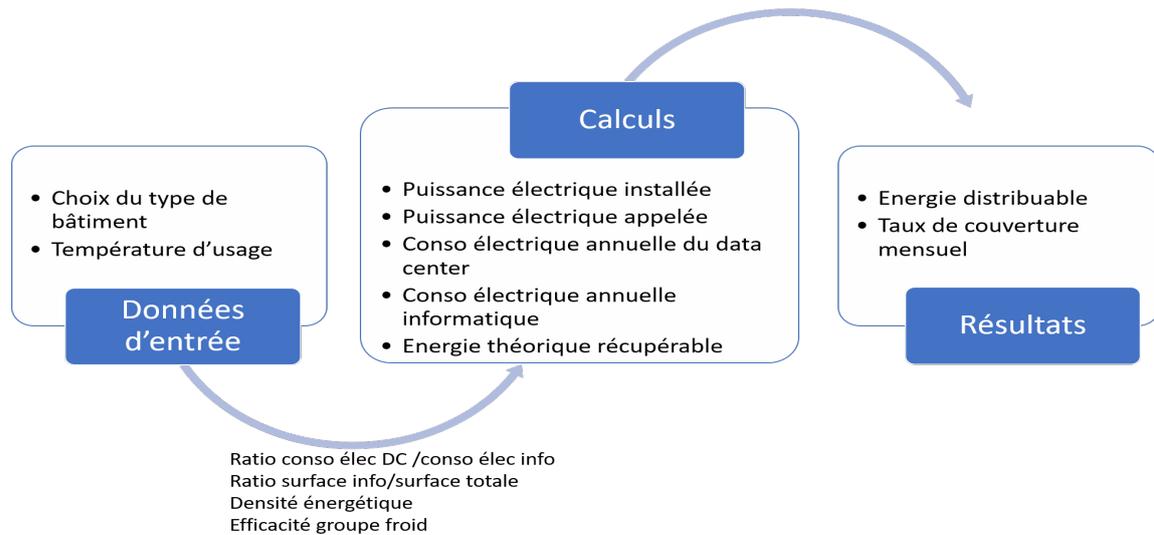


FIGURE 2.7 – Processus d'estimation du potentiel récupérable sur les data centers [138]

Le choix du type de bâtiment est primordial. Il permet de déterminer la surface informatique où va se faire la récupération. Le bâtiment peut donc être entièrement dédié aux data centers ou abriter également d'autres installations en plus. Ensuite, à partir de la densité énergétique et de cette surface définie précédemment, la puissance électrique installée est calculée. En se basant sur les installations existantes, cette puissance correspond à 1/3 de la puissance électrique appelée. Ainsi, la consommation électrique du datacenter en est déduite. La consommation électrique annuelle informatique correspond à 60 % de cette valeur. L'énergie théorique récupérable est alors calculée avec une efficacité du groupe froid de 4.

2.6 Valorisation de la chaleur fatale

La valorisation de la chaleur fatale concerne toute la chaîne allant de la source à la production. Dans l'objectif d'optimiser le système, il est donc nécessaire d'aborder également les équipements de récupération.

2.6.1 Les équipements de récupération

Dans le résidentiel, les besoins les plus répandus sont ceux du chauffage et de l'eau chaude sanitaire (ECS). Le premier nécessite un niveau de température d'au moins 40 °C et le second autour de 60 °C [145]. Pour atteindre ces niveaux de température, les sources de chaleur fatale basse température doivent être couplées avec un système supplémentaire permettant d'augmenter la température, en l'occurrence une pompe à chaleur. Pour les sources de haute température, un échangeur de chaleur est utilisé afin de récupérer directement cette énergie. Les performances de la PAC sont déterminées de manière simplifiée par le rendement de Carnot associé au type de réfrigérant. En théorie, le réfrigérant est représenté par un coefficient R_c , dont la valeur vaut 0,55 dans cette étude. Ainsi, le coefficient de performance effectif (COP) est donné par l'équation (3.3) :

$$COP_{eff} = R_c \frac{T_h}{T_h - T_c} \quad (2.4)$$

Pour ce qui est des échangeurs de chaleur, selon les sources, ils peuvent être associés à une PAC, soit être utilisés seuls. Dans le cas des eaux usées par exemple, leurs paramètres de dimensionnement sont définis de sorte que : i) la valeur maximale de la différence de température entre l'entrée et la sortie des eaux usées soit de 2 °C ; et ii) pour démarrer le processus de récupération de chaleur, la température d'entrée minimale des eaux usées doit être égale à 12 °C. Ces valeurs sont imposées par

la régulation du traitement des eaux usées afin de maintenir une efficacité de purification élevée. Le processus de traitement des eaux usées dans la station d'épuration est moins performant en dessous de cette limite.

Le cas des datacenters est particulier. Pour des demandes en basse température, utiliser la PAC pour passer de 20-27 °C à 40 °C est envisageable, mais reste moins intéressant d'un point de vue énergétique. L'une des alternatives dans ce cas consiste à augmenter la température de condensation du groupe froid des datacenters. Cela entraînera une surconsommation du compresseur et une dégradation de l'efficacité du groupe froid. Toutefois, cette démarche reste plus facile et moins coûteuse à mettre en place. La PAC n'est donc indispensable que pour les besoins en haute température.

Pour l'usine d'incinération et des verreries, la récupération d'énergie via un échangeur de chaleur est basée sur un pourcentage de production en fonction du point de récupération.

2.6.2 Réseau de chaleur urbain

Les réseaux présentent plusieurs avantages tels que la sécurité et la fiabilité d'approvisionnement [146] mais constituent surtout un instrument essentiel aux mains des collectivités pour contribuer à la transition énergétique ([145], [138]). Les énergies fatales, intégrables dans ces chauffages urbains, ont un rôle clé dans ce contexte énergétique ([138],[139]), notamment pour atteindre un mix de 50 % d'EnR&R (Energie Récupérable et Renouvelable) dans les réseaux de chaleur. Toutefois, les réseaux de chaleur (RCU) existants sont moins adaptés à leur intégration en l'état actuel. Ainsi, différentes solutions sont analysées afin de faciliter ce processus.

2.7 Résultats

Le Tableau 2.5 présente les résultats de deux cas d'études faites à partir des eaux usées et des UIOM pour les mêmes besoins du quartier.

Tableau 2.5 – Caractéristiques de récupération des sources de chaleur

	Sources	Eaux usées		UIOM	
Paramètre des sources	Quantité de déchets incinérés (t/an)	-		8 000	
	Nombre d'E.H raccordés au réseau d'eaux usées	7 500		-	
	Distance source – réseau (m)	500		500	
	Température (°C)	10 - 25		90 – 140	
Paramètre des besoins	Surface totale (m^2)	68 000		68 000	
	Usage du chaud	Chauffage	Chauffage + ECS	Chauffage	Chauffage + ECS
	Température d'usage (°C)	40 – 45	55 – 65	40 – 45	55 – 65
Résultats/ estimations	Energie récupérable (MWh/an)	1 018	1 170	7 166	7 166
	Taux de couverture (%)	40	26	100	100

Les résultats montrent que pour les mêmes besoins, les UIOM offrent une meilleure couverture par rapport aux eaux usées. Il faut noter ici que dans le cas des UIOM, il n'y a pas eu besoin de rehausser la température. Ce qui n'est pas le cas pour les eaux usées.

Les figures ci-dessous (4.2a et 4.2b) présentent les résultats dans le cas de l'estimation du potentiel récupérable sur les eaux-usées où une PAC a été nécessaire pour rehausser la température. L'évolution mensuelle de la température des eaux-usées est présentée à la figure 4.2b.

2.7 Résultats

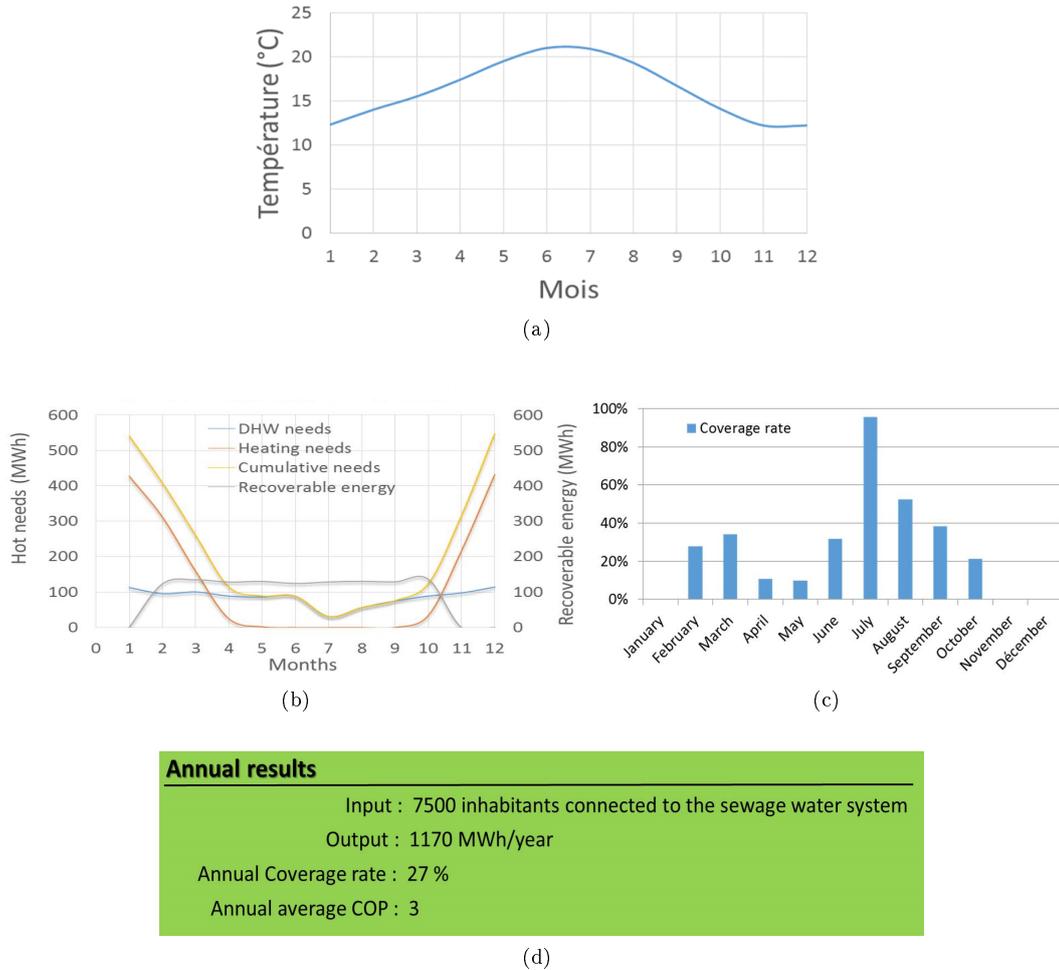


FIGURE 2.8 – Résultats de simulation sur Recov'Heat (Énergie récupérable et taux de couverture)

(a) Température des eaux-usées à pas de temps mensuel (b) Besoins et Énergie récupérable (c) Taux de couverture mensuel (d) Principaux résultats caractéristiques du potentiel de récupération sur les eaux usées

Les résultats montrent que pour 7500 équivalents habitants, dans le cas de besoins de chauffage et d'ECS, 1 170 MWh sont récupérables à l'année, soit 27 % de couverture des besoins. En théorie, un taux de couverture maximal de 82 % était attendu; en tenant compte uniquement de la quantité annuelle d'énergie récupérée et de celle des besoins. Or le décalage entre la production et les consommations entraîne l'obtention de taux de couverture qui peuvent être élevés ou très faibles. C'est à ce niveau qu'apparaît la nécessité du stockage. Entre le mois d'avril et d'octobre, la quantité d'énergie récupérable a toujours été supérieure à la quantité de l'ensemble des besoins (chauffage et ECS). En dehors de cette plage, les besoins cumulés sont supérieurs à la production. L'influence de la concomitance peut donc être observée à ce niveau. Bien que la production soit supérieure aux besoins, le taux de couverture du mois concerné n'est pas à 100 %.

2.7.1 Calculs de validation du modèle

Afin de tester le modèle, des calculs ont été menés en comparaison avec plusieurs projets de récupération de chaleur fatale déjà en place et dont les données sont disponibles. Rappelons toutefois que la plupart des projets de récupération sont conçus à partir de la récupération de chaleur sur les eaux usées et sur les déchets. Ainsi, nous avons retenu quatre UIOM françaises avec des chiffres publics sur leurs quantités de déchets incinérés et sur leur valorisation énergétique [147]. La récupération théorique (modèle Recov'Heat) annuelle d'énergie calculée par le modèle est comparée à

la récupération réelle (chiffres entre 2008 et 2012).

Tableau 2.6 – Calculs de validation réalisés sur UIOM

UIOM	Entrées	Résultats		Ecart	
	Déchets (t/an)	Recov'Heat (MWh/an) Four+Fumées	Réel (MWh/an) Four	Absolue (MWh/an)	Relatif (%)
Sarcelles	150 000	215 406	201 737	13 669	7
Thiverval-Grignon	240 000	344 649	119 000	225 649	189
Villejust	90 000	129 726	92 070	112 180	41
Massy	85 000	150 630	113 786	36 844	32

Le Tableau 2.6 donne les résultats de comparaison entre l'estimation de Recov'Heat et les chiffres réels des quatre UIOM françaises. L'écart varie entre 7 % (UIOM Sarcelles) et 189 % (UIOM Thiverval-Grignon). On remarque que Recov'Heat a tendance à surévaluer systématiquement la quantité d'énergie récupérable sur le processus d'incinération. Plusieurs causes peuvent être à l'origine de ce décalage : i) tout d'abord, Recov'Heat calcule le potentiel de récupération sur le four de l'usine d'incinération ainsi que sur les fumées alors que les UIOM actuelles valorisent seulement la chaleur fatale issue du four ; ii) de plus, les UIOM sont soumises à des périodes de maintenance qui les obligent à stopper leurs activités. Dans Recov'Heat, la récupération est calculée sur 8760 h, soit sans aucune interruption ; iii) le Pouvoir Calorifique Inférieur (PCI) (J/kg) est un autre facteur expliquant cette différence, il détermine la quantité d'énergie des déchets. Considéré constant dans cette première version de Recov'Heat, il varie en réalité d'une installation à l'autre. Aussi, pour certains cas réels, la plupart de la récupération se fait pour le chauffage et donc fonctionne uniquement pendant l'hiver ; iv) Enfin, il y a des cas où le surplus de récupération est non valorisable, lorsque les besoins sont moins importants. Cela signifie qu'il existe des cas où une usine d'incinération n'est pas dans une zone urbaine et les besoins thermiques autour de l'usine sont moins importants que les ressources. C'est le cas de l'incinérateur situé à Thiverval-Grignon.

La même étude a été effectuée pour trois autres projets de récupération de chaleur. Deux concernent les eaux usées et la dernière traite des datacenters. Sans mentionner les détails d'entrées, nous présentons dans le Tableau 2.7 les résultats obtenus.

Tableau 2.7 – Calculs de validation réalisés sur eaux usées et Datacenter

Source et cas	Résultats		Ecart	
	Recov'Heat (MWh/an)	Réel (MWh/an)	Absolue (MWh/an)	Relatif (%)
Eaux usées : écoquartier Sainte Geneviève	2 123	1 417	706	49,8
Eaux usées : Ecoquartier Cap-Azur	1 832	1 000	832	83,2
Datacenter : Val d'Europe	29 527	26 000	3 527	13,6

Selon les résultats dans le Tableau 2.7, comme pour les UIOM, l'estimation du potentiel de récupération de chaleur est supérieure à la réalité mais reste quelque peu dans le même ordre de grandeur. Il s'agit d'un potentiel technique maximal qui ne prend pas en compte les contraintes d'aménagement et d'urbanisme ni les aspects économiques, ce dernier critère définissant le potentiel le plus précis selon la classification de Brueckner et al. [139]. Dans le cas de l'écoquartier Cap-Azur par exemple, les besoins thermiques de l'ordre de 1000 MWh/an sont entièrement couverts par la récupération. Quant à l'estimation du potentiel maximal par Recov'Heat, il donne un résultat de 1 832 MWh/an.

2.7.2 Bilan de l'étude sur la récupération de chaleur fatale en milieu urbain

L'étude menée a permis de développer un outil d'aide à la décision dans le choix de la source de récupération et de sa valorisation en milieu urbain avec des paramètres simples mais scientifiques. Différents cas de récupération de chaleur fatale sont estimés et comparés à des installations réelles. En général, les valeurs obtenues sont surestimées mais restent toujours dans la même échelle de grandeur que les cas réels, exception faite de l'écart de 189 % pour Thiverval-Grignon. La récupération de chaleur sur les eaux-usées, les effluents des blanchisseries et les datacenter peuvent nécessiter l'utilisation d'un dispositif supplémentaire pour élever le niveau de température. La PAC est alors une solution technique adaptée mais les rendements énergétiques et l'équation économique ne sont pas garantis. Afin de simplifier au maximum l'outil tout en permettant de fournir aux utilisateurs et décideurs des informations utiles, le décalage entre la production et les consommations est pris en compte à travers des coefficients en dépit du pas de temps mensuel utilisé dans cette étude, restreignant l'influence de certains paramètres. Ces informations fournies sont le taux de couverture de l'énergie récupérable, la consommation annuelle, etc., qui sont utiles pour juger de l'intérêt de la récupération de chaleur avant une pré-étude plus substantielle.

Les limites de la version actuelle de Recov'Heat comprennent : i) l'échelle mensuelle, ii) l'estimation de l'énergie sans tenir compte du niveau de température pour plusieurs sources telles que le datacenter, et iii) sans stockage de chaleur.

2.8 Conclusion

L'étude présentée tout au long de ce chapitre nous donne un aperçu des différentes formes d'énergies thermiques pouvant être récupérées et valorisées en milieu urbain. De plus, elle permet d'analyser le foisonnement en évaluant différentes combinaisons de besoins. Les apports d'un tel modèle sont : moins de surestimation que ce qu'on trouve dans la littérature à cette échelle, facile à utiliser pour des pré-études, accessible en ligne. Ceci étant, Recov'Heat constitue un atout énergétique avec la particularité d'être simple et plus précis que les bilans grossiers existants aujourd'hui.

Toutefois, les paramètres énergétiques de ces énergies peuvent correspondre ou non aux critères énergétiques des demandes. C'est le cas de la température qui, pour certaines sources, nécessite d'être rehaussée au moyen d'une PAC. De plus, les énergies renouvelables et les énergies de récupération ont le principal inconvénient de ne pas être forcément en phase avec les besoins du quartier, ni à leur proximité, d'où l'importance du stockage et du réseau de chaleur urbain (RCU).

Produire de l'énergie thermique en milieu urbain ne se limite pas qu'à la sortie de quelques kWh. C'est une chaîne énergétique comme nous le décrivons précédemment. Dans les pages qui vont suivre, nous allons donc tenter d'apporter des contributions à chacune des nécessités et des contraintes qui entourent la production de l'énergie thermique en milieu urbain.

Toutefois, une solution pouvant être un potentiel concurrent à la récupération de chaleur en collectif existe aussi à l'échelle individuelle. Il s'agit de la récupération de chaleur dans l'air ambiant à partir de la PAC aérodynamique. C'est pour cela que dans le chapitre 3, nous allons nous concentrer sur la PAC. Il est donc intéressant d'évaluer ses performances en cas d'installation individuelle et collective.

Chapitre 3

IMPLANTATION DE POMPES À CHALEUR EN MILIEU URBAIN POUR LA PRODUCTION DE L'EAU CHAUDE SANITAIRE

Sommaire

3.1	Introduction	67
3.2	Les systèmes pompe à chaleur	67
3.2.1	Fonctionnement d'une pompe à chaleur	67
3.2.2	Performances des PAC	69
3.2.3	Objectifs et méthodologie globale	70
3.3	Simulation dynamique des productions d'ECS dans différentes échelles	71
3.3.1	Performances des PAC – relations empiriques	71
3.3.2	Profils de puisage de l'ECS	72
3.3.3	Installations collectives et individuelles	73
3.3.4	Dimensionnement des PAC et du ballon ECS	73
3.3.5	Données météorologiques	74
3.3.6	Paramètres et protocoles de simulation	74
3.4	Critères d'évaluation et analyses	75
3.4.1	Paramètres de comparaisons	75
3.5	Résultats	76
3.5.1	Avec le pilotage par accumulation	76
3.5.2	Avec le pilotage par semi-accumulation	76
3.5.3	Bilan énergétique pour différentes échelles d'installations	77
3.6	Discussions	79
3.6.1	Régime de fonctionnement de PAC	80
3.6.2	Energie primaire – Energie produite – Bilan CO ₂	81
3.6.3	Bilan économique d'installation d'une PAC	81
3.7	Conclusion	82

Résumé

La solution individuelle de PAC est un potentiel concurrent aux installations collectives de récupération de chaleur. Elle est efficace pour la production d'énergie thermique dans l'habitat. Son utilisation pour l'eau chaude sanitaire (ECS) en milieu urbain est toutefois peu répandue par rapport au chauffe-eau électrique par exemple. En effet, les problèmes sonores causés par certains modèles de PAC, constituent un frein à leur utilisation. Cette étude porte donc sur la comparaison de différentes stratégies d'implantation de PAC pour l'ECS, notamment en comparant des scénarii d'installation individuelle ou collective.

L'étude est réalisée par simulation dynamique sous TRNSYS, où un système de PAC air-eau est modélisé en prenant en compte différents profils de consommation d'ECS. Le dimensionnement du ballon dépend des consignes de température satisfaisant la consommation. Or, la température dans le ballon de stockage dépend elle-même de la taille et de la paroi du ballon (pertes); ce qui engendre un facteur de surdimensionnement. Les stratégies étudiées et comparées vont de l'installation individuelle à l'installation collective. La comparaison est basée sur des critères dynamiques de performance annuelle. Les principaux critères sont l'efficacité de production annuelle et l'efficacité annuelle du système.

A l'issue de la simulation, les bilans énergétiques montrent qu'il y a davantage d'économies d'énergie électrique dans le cas d'une installation collective. L'efficacité de production annuelle d'une installation de PAC en collectif est plus élevée que celle des PAC installées individuellement. Cependant, les pertes thermiques réduisent cette efficacité au niveau du système. De plus, la consommation des pompes de recirculation d'eau chaude rend le système global moins efficace. En effet, les bilans énergétiques montrent que : i) les pertes dans le collectif immeuble proviennent principalement de la distribution et du bouclage (12 % de l'énergie produite perdue dans la distribution avec bouclage, 8 % dans le ballon stockage). Sans un pilotage optimisé de la pompe de circulation (arrêt séquentiel) dans la boucle, les pertes de distribution (bouclage compris) auraient été bien plus importantes (30 % supplémentaires). ii) La moyenne de l'ensemble des installations individuelles donne 21 % de pertes dans le stockage et 6 % dans la distribution. L'efficacité de production annuelle de la somme des appartements est de 2,83 et l'efficacité annuelle du système est de 2. Elle est 6 % inférieure à celle d'une production avec implantation centralisée dans le bâtiment (3,02) et 30 % supérieure à celle d'un système avec la même installation (1,39). Dans le cas de la PAC collective et avec le même coefficient de performance (COP) qu'une installation individuelle (dans les conditions nominales), l'efficacité de production annuelle est de 2,86 et l'efficacité annuelle du système est de 1,1. Les résultats de cette étude offrent un outil d'aide à la décision dans le choix de l'implantation du système de PAC aérothermique en milieu urbain. En effet, l'homogénéisation des consommations peut réduire les pics de puisage, ce qui permet de comparer les systèmes individuel et collectif et par conséquent, une augmentation de l'efficacité énergétique selon le dimensionnement du système de stockage. Du point de vue systémique, un système collectif à l'échelle immeuble est moins efficace que celui à l'échelle individuelle. Néanmoins, nous remarquons que l'efficacité de la production de PAC est plus élevée que dans le cas individuel. Si les pertes dues au rebouclage de l'ECS dans le cas du collectif ne peuvent être évitées, elles pourraient être considérées, au moins pour la saison de chauffage et intermédiaire, comme un apport sur le chauffage du bâtiment. Toutefois, un compromis est à trouver. En période estivale, cet apport devient une source d'augmentation de la température dans le bâtiment. Ceci étant, les niveaux de température doivent donc être bien maîtrisés.

3.1 Introduction

Nombreuses ont été les études qui se sont intéressées à la baisse de la consommation d'énergie, un sujet primordial dans la lutte contre le réchauffement climatique et la raréfaction des ressources fossiles. Imposer une baisse quantitative de la consommation de chaleur pour des besoins de chauffage et/ou d'eau chaude sanitaire (ECS) est difficile. Pour le chauffage, l'alternative serait alors d'intégrer des systèmes de gestion d'énergie. J. Kensby et al. [148] rappellent les paramètres de régulation du chauffage en fonction de différents paramètres comme la température extérieure, la présence humaine, une plage horaire d'opération bien définie, etc afin de baisser les pics de consommation. L'autre alternative bien connue est l'amélioration de l'enveloppe du bâtiment. X. Ayón et al. [149] et A. Reilly et al. [150] le rappellent aussi dans leur étude sur l'isolation. Cependant, les besoins d'ECS quant à eux, évoluent essentiellement en fonction des habitudes humaines. Il est difficile de mettre en place une quelconque régulation contraignante en ce qui concerne la disponibilité de l'eau chaude sanitaire tant sur les temps d'utilisation et sur la température recommandée. Aujourd'hui, la production de l'ECS est essentiellement basée sur des systèmes à ressources fossiles, émetteur de gaz à effet de serre (GES) ou des résistances électriques, fortes consommatrices d'énergie électrique, ni très performants. D'autres systèmes peuvent permettre une économie liée à la consommation électrique. Plusieurs paramètres tels que le profil de puisage, les pertes de distribution et celles dans le stockage pourraient influencer la performance du système. Une exigence sur la température variant entre 55 °C et 60 °C, voire 65 °C est recommandée dans le ballon de stockage d'ECS pour une raison réglementaire. C'est également le cas des ballons instantanés (avec résistance chauffante) ou autre chauffage instantané comme les radiateurs électriques. Ainsi, selon une étude du Centre Commun de Recherche (CCR), service de la Commission Européenne, la consommation des radiateurs électriques représente 8,7 % de la consommation électrique totale dans 27 pays d'Europe, soit 73 TWh en 2009 [151].

L'échelle individuelle de la pompe à chaleur (PAC) est connue, mais elle est comparée ici à l'échelle collective type immeuble pour évaluer les performances. L'évaluation des performances de ces systèmes selon le type d'implantation est, bien sur, nécessaire. Aussi, du fait de son rôle incontournable dans la valorisation des sources fatales en milieu urbain (cf. chapitre 2), la PAC a le mérite d'être étudiée en termes de stratégies d'implantation en milieu urbain. Ainsi, selon ce but, la mise en valeur de la chaleur disponible dans l'air est abordée. Certes, les performances de la PAC aérothermique ne sont pas les meilleures, contrairement à la PAC géothermique. De plus, elles ont une grande sensibilité aux conditions du milieu ambiant. Cependant, à l'échelle individuelle, c'est la technologie de PAC la plus répandue du fait de la réalisation technique et des subventions territoriales disponibles. Les comparaisons d'implantation sont faites sur des bases énergétiques, environnementales et économiques. Ainsi, la PAC aérothermique utilisant les données météorologiques de la région parisienne est couplée à 2 types de consommations (individuelle et collective) et simulée sous TRNSYS.

3.2 Les systèmes pompe à chaleur

3.2.1 Fonctionnement d'une pompe à chaleur

Pour la production de chaleur dans l'habitat, les PAC à compression mécanique entraînées par un moteur électrique sont étudiées. Un tel système comprend quatre éléments principaux comme nous indique la Figure 3.1 :

- Un compresseur
- Deux échangeurs de chaleur : l'évaporateur et le condenseur
- Un détendeur

En fonction de la source froide, les PAC sont de type air-eau ou eau-eau. La chaleur de l'air extérieur ou de l'eau caloporteur est prélevée dans l'évaporateur par le fluide frigorigène, qui passe alors à l'état de vapeur. En sortie d'évaporateur, les vapeurs sont aspirées par le compresseur jusqu'à un point de surchauffe. Ensuite, les vapeurs de fluide frigorigène sont comprimées dans le compresseur ; ce qui augmente la chaleur et la pression du fluide. En sortie de compresseur, les vapeurs chaudes cèdent

3.2 Les systèmes pompe à chaleur

leur chaleur au condenseur (source chaude). Le fluide frigorigène passe alors de l'état vapeur à l'état liquide en se condensant.

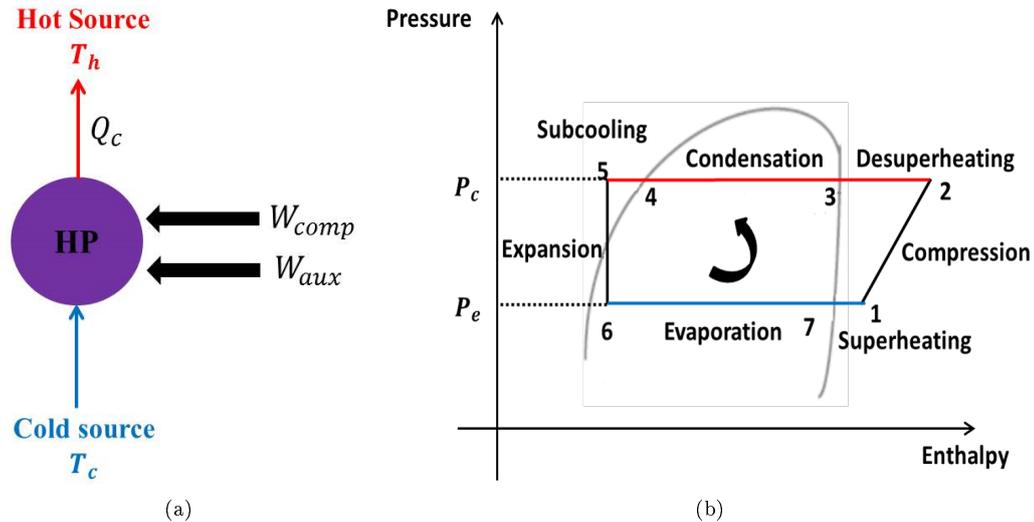


FIGURE 3.1 – Fonctionnement thermodynamique d'une Pompe à chaleur (PAC)

(a) Puissances et Températures en présence (b) Cycle thermodynamique

Le diagramme thermodynamique de fonctionnement de la PAC montre que :

- Point 7 : La chaleur de l'air extérieur est prélevée dans l'évaporateur par le fluide frigorigène qui passe alors à l'état de vapeur.
- Point 1 : A la sortie de l'évaporateur (source froide), les vapeurs sont aspirées par le compresseur jusqu'à un point de surchauffe.
- De 1 à 2 : Les vapeurs de fluide frigorigène sont comprimées dans le compresseur et le fluide monte en chaleur et en pression.
- De 2 à 3 : En sortie de compresseur, les vapeurs chaudes commencent à céder de leur chaleur à l'entrée du condenseur (désurchauffe).
- De 3 à 4 : Dans le condenseur (source chaude), les vapeurs cèdent leur chaleur. Le fluide frigorigène passe alors de l'état vapeur à l'état liquide en se condensant.
- Point 5 : Le fluide frigorigène liquide subit un sous refroidissement.
- De 5 à 6 : Le fluide frigorigène circule dans le détendeur où il passe de la Haute Pression (HP) à la Basse Pression (BP)

Le cycle reprend par le passage du fluide frigorigène dans l'évaporateur. Ceci dit, la Figure 3.2 présente un cycle typique de démarrage d'une PAC avec les températures à l'entrée de l'évaporateur et du condenseur.

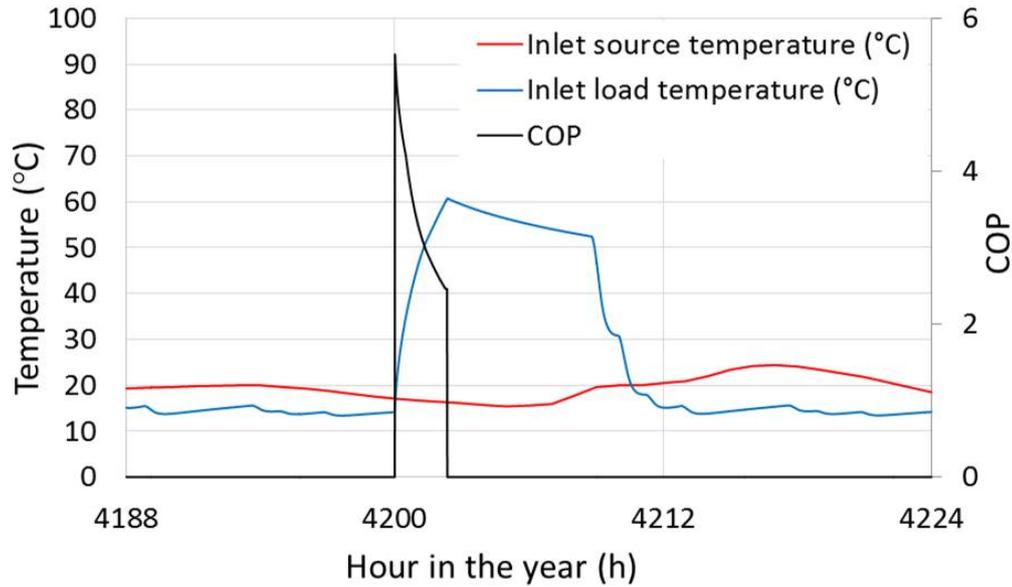


FIGURE 3.2 – Démarrage d'une PAC

Ainsi, au vu de ce cycle de démarrage, la conclusion est que pour une même PAC, avec différents niveaux de température au condenseur, les performances ne seront pas identiques. La puissance nécessaire au compresseur sera soit supérieure ou inférieure selon le cas. Or le condenseur est alimenté par l'eau venant du ballon de stockage dont sa température dépend tant des caractéristiques du ballon que de la consommation. C'est l'une des raisons qui nous pousse à nous intéresser à l'influence de l'échelle d'implantation de la PAC sur ses performances.

3.2.2 Performances des PAC

Aujourd'hui, le principe de fonctionnement de la PAC est bien connu. Les recherches sont orientées plutôt vers un travail d'optimisation : couplage, conditions en entrée de PAC, éradication des points faibles, stockage, etc.

Ainsi, on a de plus en plus besoin de connaître les performances des PAC. A cet effet, on distingue le coefficient de performance théorique qui sert de référence lorsqu'on veut procéder à une comparaison. Il s'agit en réalité du rendement de Carnot qui donne une valeur théorique maximum. Ceci dit, généralement, les systèmes de PAC sont théoriquement très efficaces en énergie. Cependant, en réalité, leur efficacité est plus faible pour diverses raisons. Premièrement, parce qu'elle dépend de la différence de température entre la source chaude (condenseur) et la source froide (évaporateur). Kara montre dans son étude l'importance de la température à l'évaporateur [152]. Une augmentation de cette différence de température d'un seul degré Kelvin peut diminuer l'efficacité de 2,5 à 3,5 %. Le rendement de Carnot, présenté à l'Eq. (3.1) est représentatif d'un cas idéal. Ensuite le milieu de fonctionnement et les caractéristiques des composants de la PAC sont les autres facteurs de l'efficacité de la PAC.

$$COP_{\text{theo}} = \frac{T_h}{(T_h - T_c)} \quad (3.1)$$

T_c et T_h , sont les températures froide et chaude, respectivement. En pratique, on notera :

$$COP_{\text{PAC}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (3.2)$$

\dot{Q}_{cond} correspond à la puissance thermique récupérée. Elle s'exprime en kW.

\dot{W}_{comp} est la puissance électrique consommée au compresseur en kW.

COP_{PAC} correspond au rendement de la machine. Pour connaître celui du système de production, il faudra y intégrer la puissance des auxiliaires \dot{W}_{aux} , qui comprend les auxiliaires permanents et

3.2 Les systèmes pompe à chaleur

l'appoint électrique s'il y en a. Ce rendement est noté EF_{Prod} . Il est calculé suivant l'Eq. (3.3).

$$EF_{Prod} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{aux}} \quad (3.3)$$

Les PAC de grandes puissances sont plus optimisées sur les composants et sur le pilotage; c'est la raison pour laquelle les constructeurs donnent des COP plus performantes dans leurs spécifications.

Bien qu'étant performants, les meilleures applications des systèmes de PAC aérothermique pour la production d'ECS en installation individuelle sont toutefois limitées. Le coefficient de performance (COP) dépend fortement : i) de l'installation (adaptation aux besoins, dimensionnement), ii) des sources/émetteurs utilisés (météorologie), iii) des stratégies de régulation, etc [153]. Dans les temps froids, les performances de PAC aérothermique se dégradent généralement [154]. Le COP diminue avec une plus grande différence de température entre la source chaude et la source froide [155].

3.2.3 Objectifs et méthodologie globale

L'objectif de ce chapitre est d'analyser les performances énergétiques annuelles permettant d'identifier la stratégie optimale d'implantation de PAC dans l'habitat. Ainsi, différentes configurations sont simulées sous TRNSYS à partir des mêmes critères de dimensionnement du système et des stratégies de contrôle. Elles sont constituées de différents profils de consommation d'ECS : d'abord un appartement avec un scénario donné, puis un immeuble collectif avec différents scénarios regroupés. La Figure 3.3 présente l'approche du modèle dynamique de comparaison d'implantation de PAC entre une installation individuelle (appartement) et une installation collective (immeuble / quartier).

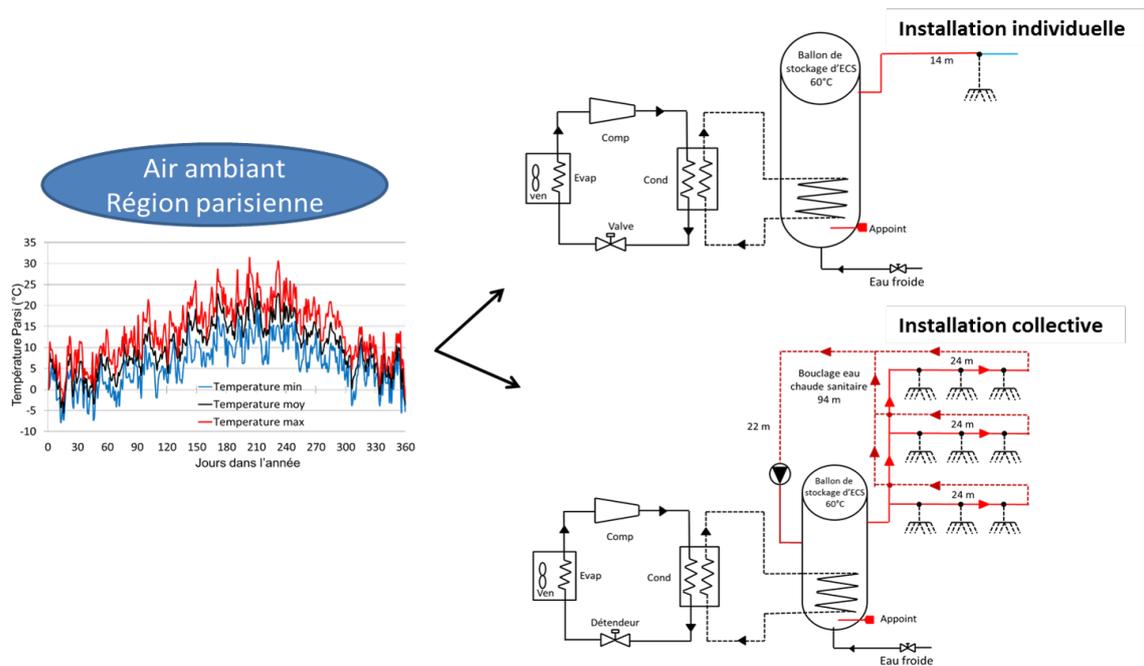


FIGURE 3.3 – Schéma de simulation d'un système PAC

(*Evap* : évaporateur, *Comp* : compresseur, *Cond* : Condenseur, *HX* : échangeur de chaleur immergé)

Ainsi, en fonction des résultats obtenus, les performances annuelles de chaque système sont comparées et analysées.

3.3 Simulation dynamique des productions d'ECS dans différentes échelles

La section de ce chapitre aborde la présentation détaillée des grandes étapes de la méthodologie : Production PAC – Stockage – Consommation (profils de puisage) – Bilan annuel. Nous rappelons que le modèle est conçu et simulé sous le logiciel TRNSYS. Le choix de ce logiciel a été fait tout simplement parce que l'étude étant réalisée sur une année, les corrélations empiriques du constructeur devraient suffire. De plus, le pas de temps court permet d'analyser finement le système. Les modèles de PAC du logiciel suffisent pour notre étude. Il n'est donc pas nécessaire de développer un nouveau modèle physique de la PAC sous TRNSYS. A partir du modèle existant qui fonctionnent avec des fichiers de performances de PAC, nous mettons en valeur ici des données de performances réelles d'un produit commercialisé. A partir de cette base de données, des simulations annuelles sont réalisées avec un pas de temps défini au préalable. Sa valeur est fonction du type de sollicitation dans le ballon de stockage et de la géométrie de ce dernier. Le pas de temps de simulation t est défini selon l'équation Eq. (3.4) permettant de mieux représenter la stratification dans le ballon.

$$Q_{cons,max} \cdot t < A_{node} \cdot H_{node} \quad (3.4)$$

Ainsi, le pas de temps est fonction de la hauteur et la section d'un nœud du ballon en prenant en compte le débit maximal, de sorte à ce que la stratification y soit bien représentée. Le ballon est divisé en 20 nœuds. La valeur de pas obtenue vaut 0,6 minutes (0,01 h). Elle intègre d'une part la durée de chaque soutirage dans le ballon de stockage. Les profils de puisage retenus et présentés dans la suite de ce chapitre évoluent quant à eux avec un pas de 0,4 h. D'autre part, les périodes de standby sont également couvertes en fonction de la géométrie du ballon.

3.3.1 Performances des PAC – relations empiriques

Comme dit précédemment, nous étudions ici les PAC air/eau. La PAC est reliée au système de stockage à travers son condenseur et un échangeur immergé dans le ballon de stockage d'ECS.

Dans les systèmes de PAC, la récupération de la chaleur d'une source froide pour la transférer à une source chaude à partir d'une source de travail, aboutit à des valeurs de COP très dynamiques (avec une variation entre chaque seconde). Étant donné que dans cette étude, la simulation de performances est annuelle (8760 heures), la simulation dynamique réelle considérant le cycle de la PAC serait donc trop longue. Ainsi, une simplification est faite : le système de PAC dans le modèle TRNSYS prend en compte les paramètres suivants dans le calcul du COP :

- i) la température source froide (air, côté évaporateur) et la température de la source chaude (eau, côté condenseur)
- ii) les différentes phases de fonctionnement : chauffage - stand-by - consommation

Le système chauffe eau PAC est simulé en détail à travers les différentes phases. Toutefois, la PAC n'est dans cette configuration seulement l'élément chauffant. Le givrage n'est donc pas pris en compte d'un point de vue technique. Les seuils de température limitent le fonctionnement de la PAC.

La PAC utilisée dans cette étude est le modèle S14 Alfea excellia tri du catalogue du fabricant Atlantic. Ces performances sont intégrées dans TRNSYS (Trnsys17) au travers du Type 941. Elles sont obtenues à partir d'une température d'entrée côté air allant de -10 °C à 35 °C. Pour le côté condenseur, les températures d'entrée correspondantes sont comprises entre 10 °C et 60 °C. Le Type 941 est un modèle de PAC mono-étagé. Il fonctionne sous le contrôle de la température tout comme une PAC réelle. L'Annexe A3.1 illustre la variation du COP en fonction des températures à l'entrée de l'évaporateur et du condenseur pour la PAC air/eau. Dans les conditions nominales à 7 °C / 35 °C, le COP est égale à 3,55 pour le modèle individuel avec une puissance au condenseur de 2,68 kW. Il vaut 4,30 pour le modèle collectif avec une puissance de 16 kW.

Les abaques nous montrent que plus la température extérieure est basse, plus le COP se dégrade.

Dans un premier temps, nous comparons les stratégies d'implantation individuelle et collective à partir de la même PAC (PAC-1) adaptée en réalité à l'échelle individuelle. Ensuite, la seconde comparaison consiste à utiliser la PAC-2 dont la puissance installée est réellement adaptée à l'installation collective immeuble.

3.3.2 Profils de puisage de l'ECS

La non-simultanéité entre la consommation et la production d'énergie conduit à accorder une attention particulière au mode de consommation. Ainsi, comme le montrent certaines études telles que celles de Spur [156], Knudsen [157] et Cristofari [158], en raison du décalage entre l'instant de production et celui de la consommation d'ECS, la performance globale du système dépend fortement des profils de consommation journalière. En présence d'un système de stockage par exemple, cette dépendance s'expliquerait par la variation de l'intervalle de temps entre la préparation d'ECS et la consommation. Plus il est important, plus les pertes thermiques dans le ballon sont élevées.

Le profil de consommation pouvant déterminer le temps entre la production et la consommation, il n'est pas le même d'un logement à un autre. La Figure 3.3 présente les grands types de scénarii analysés : un premier type de trois appartements avec des plages de consommation journalière différentes (de a) à c)) et un volume consommé allant de 100 à 200 litres par jour. Un second type représentant la consommation dans l'immeuble, est constitué de la somme des volumes consommés dans huit appartements individuels (2 Ind-A, 3 Ind-B et 3 Ind-C). Les profils utilisés sont des profils de référence élaborés à partir du logiciel DHW-calc soumis aux normes européennes, puis adaptés aux entrées du modèle Trnsys. Les détails sur le fonctionnement de ce logiciel sont disponibles dans les travaux d'Ulrike Jordan et Klaus Vajen de l'Université de Marburg en Allemagne [159].

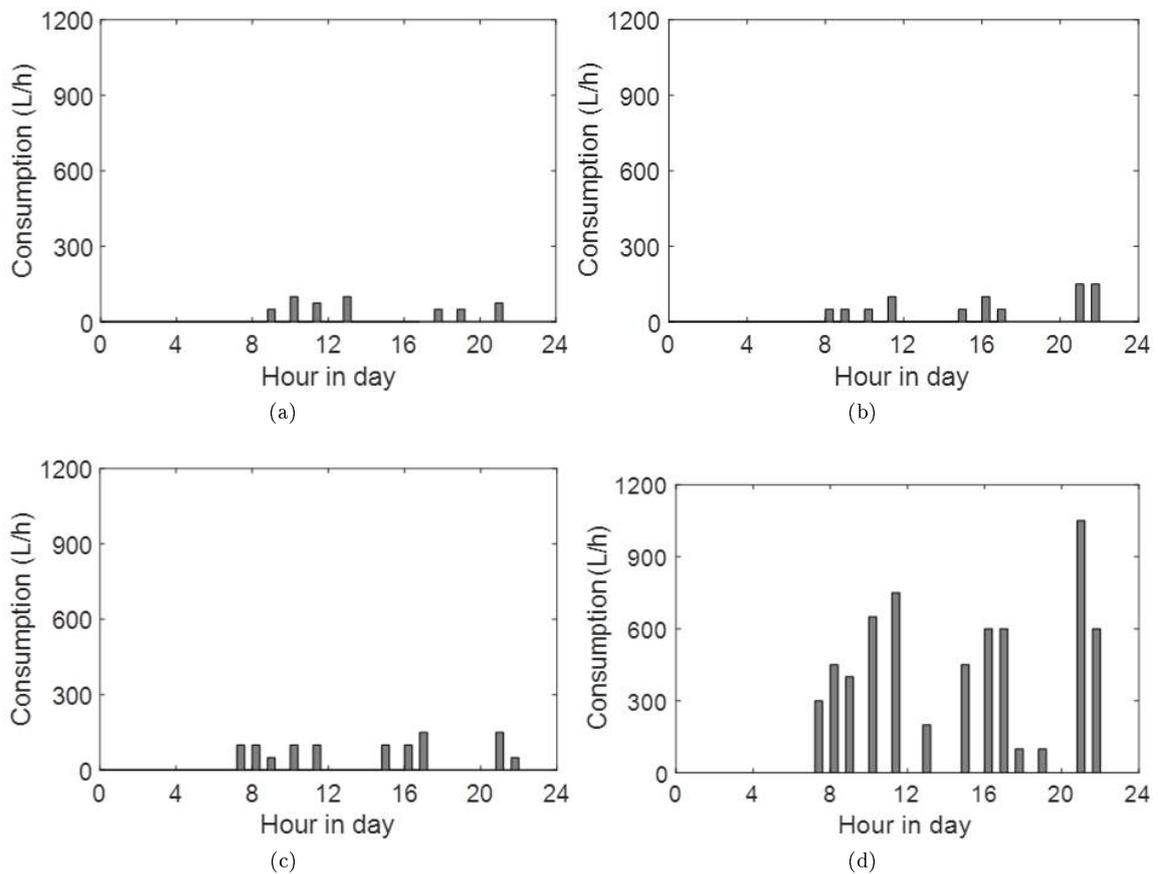


FIGURE 3.4 – Profils de puisage d'ECS

(a) Ind-A (100 L/j, consommation prédominante la matinée et en début de soirée) (b) Ind-B (150 L/j, consommation prédominante la matinée, l'après-midi et le soir) (c) Ind-C (200 L/j, consommation prédominante la matinée, l'après-midi et le soir) (d) Immeuble (1250 L/j, consommation sur toute la journée)

Les trois appartements individuels ont des profils entrecoupés dans la journée. En effet, lorsque plusieurs consommateurs cohabitent, comme c'est le cas du profil en immeuble collectif, il y a beaucoup

moins de périodes sans puisage ; il s'agit là du foisonnement.

3.3.3 Installations collectives et individuelles

Plusieurs profils de consommation d'eau chaude sont pris en compte dans cette étude. La Figure 3.3 a montré différentes échelles de consommation se rapportant à ces profils. Dans un premier temps, la configuration pour une installation individuelle avec 14 m de canalisation servant à la distribution à différents points de soutirage : salle de bain, cuisine, évier et lavabo. Concernant l'installation collective, l'immeuble est composé de neuf appartements avec 94 m de longueur de recirculation d'eau chaude, dont 8 m par appartement. La recirculation dans l'installation collective permet de garantir la disponibilité en temps et en température de l'ECS. Elle est bien prise en compte. Dans notre cas, la recirculation se fait au nœud présentant à peu près la même température. La consommation électrique ainsi que la perte thermique liée à la recirculation sont prises en compte dans le bilan énergétique.

3.3.4 Dimensionnement des PAC et du ballon ECS

Le dimensionnement des principaux composants du système est primordial. La puissance de la PAC et le volume du ballon de stockage sont des éléments essentiels à la performance annuelle du système. Le même principe de dimensionnement du système de stockage est utilisé pour chaque appartement ainsi que pour le système de stockage en collectif. Deux types de pilotages sont étudiés pour la préparation de l'ECS : i) Accumulation et ii) Semi-accumulation. En accumulation, le volume de stockage est surdimensionné. Le fonctionnement de nuit a été choisi quand bien même les performances de la PAC ne seront pas les meilleures du fait des températures basses. Il s'agit ici de prendre en compte les consommateurs bénéficiant d'un tarif préférentiel d'une part. Mais aussi pour avoir des heures de fonctionnement identiques, afin de faciliter la comparaison, et sans soutirage. En semi-accumulation, le volume de stockage est moins surdimensionné. L'étude est faite pour analyser l'influence des heures de la journée. Il n'existe pas de cas standard. La préparation de l'ECS varie en fonction des utilisateurs. Ici, l'échangeur est immergé dans la partie basse du ballon. Ce dernier comprend 20 nœuds allant de la partie haute (N_1) à la partie basse (N_{20}). L'échangeur est situé entre les nœuds 14 et 18. Ainsi, sa taille est proportionnelle à celle du ballon. En semi-accumulation, la prise de température ne peut pas être au nœud supérieur du ballon car si on a une forte demande d'ECS, la puissance de la PAC ne sera pas suffisante pour assurer une température de confort instantanément. Il peut y avoir une seule prise de température à condition d'avoir un hystérésis assez important pour éviter les courts cycles. La sonde de température est donc placée juste au dessus de l'échangeur. Le dimensionnement du ballon dépend des consignes de température satisfaisant la consommation. Or, la température dans le ballon de stockage dépend elle-même de la taille et de la paroi du ballon (pertes). Les critères de dimensionnement sont dans le Tableau 3.1

Tableau 3.1 – Critères de dimensionnement

Critères de dimensionnement	Accumulation (Accu)		Semi-accumulation (S-accu)	
k_T	$T_{out,T} = 52 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{distr} \geq 52 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{distr} \geq 52 \text{ }^\circ\text{C}$	
k_{draw}	Besoin journalier (jour le plus froid de l'année)		Pic de puisage satisfait	Consommation moyenne

En accumulation, le critère de dimensionnement est k_T . Il impose le niveau de température de l'eau chaude $T_{out,T}$, T en sortie du ballon au nœud supérieur N_1 à la fin de la journée la plus froide dans l'année. Il doit être égal à $52 \text{ }^\circ\text{C}$ pour tous les cas de puisage étudiés. Cette limite à $52 \text{ }^\circ\text{C}$ permet au système de stockage de couvrir les besoins d'ECS à $45 \text{ }^\circ\text{C}$ en prenant en compte les pertes dans la distribution et en respectant la norme imposant au moins $50 \text{ }^\circ\text{C}$ à tous les points de soutirage évitant le développement des légionnelles. Pour l'installation collective, une pompe de circulation est nécessaire afin de réinjecter l'ECS dans le ballon de stockage en mettant en place une boucle d'ECS. Le débit qui dépend des pertes du bouclage autorise une chute de température de $2 \text{ }^\circ\text{C}$ entre la température de sortie du ballon et le retour de la boucle. Cette pompe est coupée lorsque la température de sortie

3.3 Simulation dynamique des productions d'ECS dans différentes échelles

du ballon est inférieure à 52 °C et pendant la nuit (entre minuit et 6 h du matin). La condition des 52 °C n'arrive qu'une seule fois entre la fin du puisage et la fin de la journée.

En semi-accumulation, le critère de dimensionnement est noté k_{draw} . Il est lié à la couverture des besoins. En individuel, il correspond au pic de consommation selon les profils de puisage d'ECS. Dans ce cas, la température du ballon de stockage est contrôlée au niveau du nœud au-dessus de l'échangeur N13 afin de respecter le critère de température de distribution T_{distr} et ainsi, de satisfaire les besoins. La température à ce nœud doit toujours être supérieure ou égale à 45 °C, limite de la température utile dans notre cas. La PAC est sollicitée lorsque la température passe en-dessous de cette limite.

Une fois, ces critères imposés, les détails des paramètres de dimensionnement obtenus sont présentés dans le Tableau 3.2.

Tableau 3.2 – Critères de dimensionnement

Types d'installation		Volume consommé par jour (L/j)	Volume de stockage du ballon (L)		Dimensionnement			
			Accu	Semi accu	Facteur taille Accu/S-accu	Puiss élec PAC (kW)	COP (7/35°C)	
Individuel	Ind-A	100	200	100	2	1	0,756	3,55
	Ind-B	150	250	150	1,66	1		
	Ind-C	200	300	150	1,5	1		
Immeuble collectif 1	Coll-1	1 250	1 900	900	1,5	0,7	4,511	
Immeuble collectif 2	Coll-2	1 250					3,813	4,30
Somme des individuels	Σ-Ind	1 250	2 050	1 100	1,6	0,9	-	-

Pour une même consommation d'ECS à 45 °C, un ballon de stockage en collectif nécessite moins de surdimensionnement que plusieurs ballons de stockage en individuel. En effet, le ballon de stockage, représenté par le Type 534 de TRNSYS est simulé en mode consommation uniquement pour avoir le « facteur taille » présenté dans le Tableau 3.2. Les résultats montrent qu'en accumulation, la consommation en installation collective, est satisfaite avec un volume de 1,5 fois les besoins à 45 °C. Cependant pour la somme des individuels, il faudra un volume de 1,6 fois les besoins. Dans le cas de la semi-accumulation, 0,7 fois le volume consommé à 45 °C suffisent pour le ballon en installation collective. En stockage individuel, ce ratio devra être égal à 0,9.

3.3.5 Données météorologiques

Pour cette étude, les données météorologiques de la région parisienne, en France, ont été utilisées. Les valeurs proviennent de METEONORM Europe [160], simulées à partir du Type TM-Y dans TRNSYS. Cette région a une température annuelle moyenne de 16 °C. Dans l'année, les températures atteignent au max 33 °C et peuvent descendre jusqu'à -7 °C.

3.3.6 Paramètres et protocoles de simulation

Le Tableau 3.3 recense les paramètres d'étude

Tableau 3.3 – Paramètres de dimensionnement et de pilotage

Etudes	Paramètres	Description
1	Pilotages Semi-accumulation (Pilotage Température) Accumulation (Pilotage heures de journée)	Analyser l'influence du pilotage Semi-accumulation ($S - A$) : PAC démarre à n'importe quelle heure de la journée dès que $T_{HX-13} < 45^\circ C$ Accumulation (A_1) : 1 démarrage de PAC autorisé entre minuit et 6 h du matin jusqu'à $T_{N16} = 60^\circ C$
2	Changement d'échelle	Comparer la somme des installations individuelles à l'installation collective pour une configuration donnée avec un pilotage similaire

La partie innovante de ce projet consiste à explorer différentes stratégies d'installations. Pour ce faire, il convient de tenir compte non seulement des profils de consommation d'ECS, mais aussi des configurations du système.

3.4 Critères d'évaluation et analyses

Les différents cas d'implantation sont simulés et analysés pour chacune des configurations.

3.4.1 Paramètres de comparaisons

La comparaison est basée sur des critères dynamiques de performance annuelle. Les principaux critères sont l'efficacité de la production annuelle et l'efficacité annuelle du système. L'efficacité de la production annuelle peut être définie comme le ratio entre l'énergie thermique produite par la PAC et l'énergie électrique consommée par cette dernière. Elle est donnée par l'Eq. (3.5) ci-après :

$$EF_{prod} = \frac{\int_0^t (\dot{m}_{HP} \times C_p \times (T_{outCond} - T_{inCond})) .dt}{\int_0^t (\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{aux}) .dt} \quad (3.5)$$

L'efficacité annuelle du système est quant à elle le ratio entre l'énergie consommée pour les besoins et l'énergie électrique consommée par l'ensemble du système (PAC, auxiliaires, etc.). Elle est donnée par l'Eq. (3.6) :

$$EF_{syst} = \frac{\int_0^t (\dot{m}_{cons} \times C_p \times (T_{cons} - T_w)) .dt}{\int_0^t (\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{auxT}) .dt} \quad (3.6)$$

A partir de l'Eq. (3.6) relative à l'efficacité du système en installation collective et en installation individuelle, on fait une moyenne afin d'avoir l'efficacité annuelle de l'immeuble pour une installation de PAC de manière individuelle dans les différents appartements.

Le débit de consommation étant variable dans la journée, on fait une moyenne pondéré en volume pour avoir l'efficacité totale dans le cas de la somme des appartements individuels. On commence tout d'abord par l'équation générale de l'efficacité :

$$EF_{BldInd,syst} = \frac{\dot{Q}_{cons,total}}{\dot{W}_{total}} \quad (3.7)$$

Or la quantité d'énergie thermique consommée est donnée comme suit :

$$\dot{Q}_{cons,total} = \sum_{i=1}^{10} \rho V_i \Delta T \quad (3.8)$$

3.5 Résultats

$$\dot{W}_{\text{total}} = \sum_{i=1}^{10} \frac{\rho V_i \Delta T}{\text{Eff}_i} \quad (3.9)$$

Remarque : Le volume pris ici est celui de l'ECS au robinet parce que la température de l'eau est supposée être toujours à 45 °C au point de consommation. A la sortie du ballon, la température varie. Ainsi, le volume nécessaire ne sera pas identique d'un système à l'autre. La température du ballon n'a pas été utilisée car elle varie.

L'efficacité de l'ensemble des systèmes individuels regroupés s'écrit alors :

$$EF_{BldInd,syst} = \sum V_i \times \sum_{i=1}^{10} \frac{\text{Eff}_i}{V_i} \quad (3.10)$$

Avant d'être consommée par l'utilisateur, une partie de l'énergie thermique produite est perdue dans le ballon de stockage (déperditions thermiques), puis dans le circuit de distribution (volume perdu à la fin de chaque puisage). Pour l'installation individuelle, une longueur de distribution de 14 m par appartement est prise en compte et pour l'immeuble 8 m par appartement. Des pertes supplémentaires apparaissent dans le circuit de bouclage. Ces trois pertes sont prises en compte et sont présentées en annexe A3.3.

3.5 Résultats

3.5.1 Avec le pilotage par accumulation

Le Tableau 3.4 présente les résultats de simulation de la somme des installations individuelles et des installations collectives. Une première installation collective, Coll-1, avec les mêmes caractéristiques de COP que celles des installations individuelles et une deuxième, Coll-2, avec des caractéristiques réelles de PAC en collectif.

Tableau 3.4 – Efficacités des installations individuelles et collectives – Comparaison 1

Efficacités	Σ -Ind	Coll-1	Coll-2
EF_{Prod}	2,83	2,86	3,02
EF_{syst}	2	1,1	1,39

Nous remarquons que les efficacités annuelles de production en installations collectives sont différentes entre le cas Coll-1 et Coll-2. Elles sont aussi différentes par rapport à celles obtenues dans le cas de la somme des installations individuelles. EF_{Prod} est plus élevée pour l'installation collective Coll-2. Cependant, l'efficacité annuelle du système baisse considérablement contrairement à celle de la somme des installations individuelles.

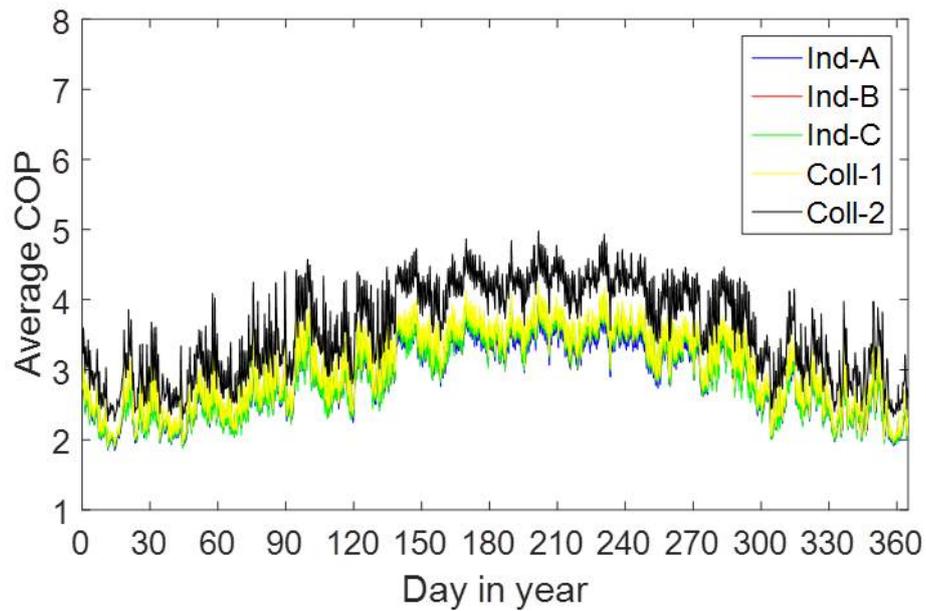
3.5.2 Avec le pilotage par semi-accumulation

La seconde série de comparaison repose sur le pilotage par semi-accumulation $S - A$. Le Tableau 3.5 présente les résultats de simulation de la somme des appartements individuels et des installations collectives en pilotage par semi-accumulation.

Tableau 3.5 – Efficacités des installations individuelles et collectives – Comparaison 2

Efficacités	Σ -Ind	Coll-1	Coll-2
EF_{Prod}	2,88	2,93	3,33
EF_{syst}	2,35	1,70	2,12

Dans cette partie, les résultats de l'évolution du COP moyen avec le pilotage $S - A$ sont présentés. La Figure 3.5 donne les courbes de COP pour chacune des installations.

FIGURE 3.5 – COP moyen annuel – Pilotage par semi-accumulation $S - A$

Les valeurs moyennes annuelles du COP sont déjà légèrement supérieures dans le cas de l'installation collective Coll-1 comparées à celles des installations individuelles, quand bien même, elles ont des bases de performances similaires. Dans ce cas d'étude, la PAC démarre plusieurs fois. Il s'agit ici du cas de la semi-accumulation.

3.5.3 Bilan énergétique pour différentes échelles d'installations

Les résultats obtenus après la simulation nous permettent d'avoir en chiffres la répartition annuelle des différentes énergies en entrée et en sortie de chaque système. La Figure 3.6 présente pour chaque type d'installation, l'énergie électrique consommée par la PAC et les auxiliaires, l'énergie thermique produite, celle destinée à la consommation. Sont également présentées les pertes issues du ballon de stockage (déperdition), de la distribution, et enfin du bouclage dans le cas du collectif.

3.5 Résultats

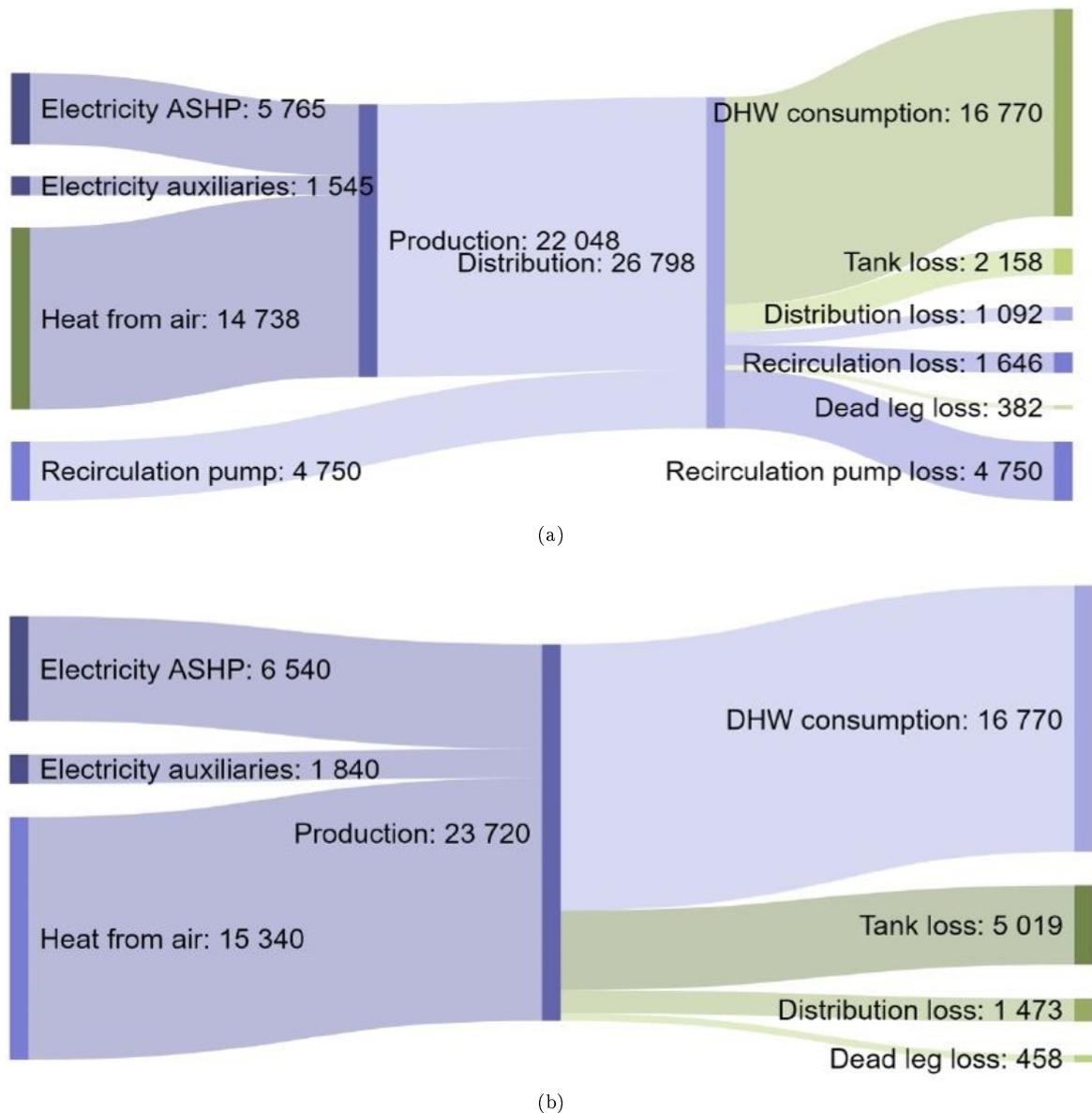


FIGURE 3.6 – Comparaison des bilans énergétiques annuels des différents types d’installations

(a) Somme des installations individuelles (b) Installation collective

L’efficacité de production annuelle d’une installation de PAC en collectif est plus élevée que celle de l’ensemble des PAC installées individuellement pour la même consommation d’énergie dans les deux cas. Cependant, les pertes thermiques réduisent cette efficacité au niveau du système. En effet, pour les résultats obtenus dans le cas du pilotage par accumulation A_1 , les bilans énergétiques montrent que i) les pertes dans le collectif (Fig.3.6b) proviennent principalement de la distribution, bouclage compris (12 % de l’énergie totale produite pour le cas d’immeuble). ii) Contrairement à l’individuel où elles sont issues en grande partie du ballon de stockage (16 %) ou encore à l’ensemble des installations individuelles (21 % dans le ballon de stockage). Sans une optimisation du fonctionnement de la pompe de circulation dans la boucle, les pertes de distribution (bouclage compris) auraient été bien plus importantes. En faisant fonctionner la pompe pendant 17 h par jour au lieu de 24 h, les pertes sont réduites d’environ 30 %. L’ensemble de la distribution en installation individuelle n’entraîne que 6 % de pertes thermiques et quasiment le double des pertes du ballon de stockage du collectif.

A partir d’une moyenne en prenant en compte les différents volumes de chaque installation individuelle, l’efficacité de production annuelle de l’ensemble des huit appartements est de 2,83 et l’efficacité

annuelle du système est de 2. Elle est de 6 % inférieure à la production avec une implantation centralisée dans le bâtiment (3,02) et 30 % de plus que le système avec implantation centralisée dans le bâtiment (1,39). Dans le cas de la PAC collective avec le même COP que celui d'une installation individuelle (dans les conditions nominales), l'efficacité de production annuelle est de 2,86 et l'efficacité annuelle du système est de 1,1.

3.6 Discussions

Selon le dimensionnement du ballon de stockage, le volume de consommation total donne lieu à des performances énergétiques différentes si l'on utilise le même modèle de PAC (puissance du compresseur). Deuxièmement, le dimensionnement a une influence sur la performance du système de PAC. Cette différence résulte de la variation de température moyenne dans le ballon de stockage, c'est-à-dire la température d'entrée dans le condenseur.

La Figure 3.7 montre l'évolution du COP, la température moyenne dans le ballon de stockage, la température de charge d'entrée (condenseur) pour un démarrage de PAC en janvier pour l'individuel et l'installation collective.

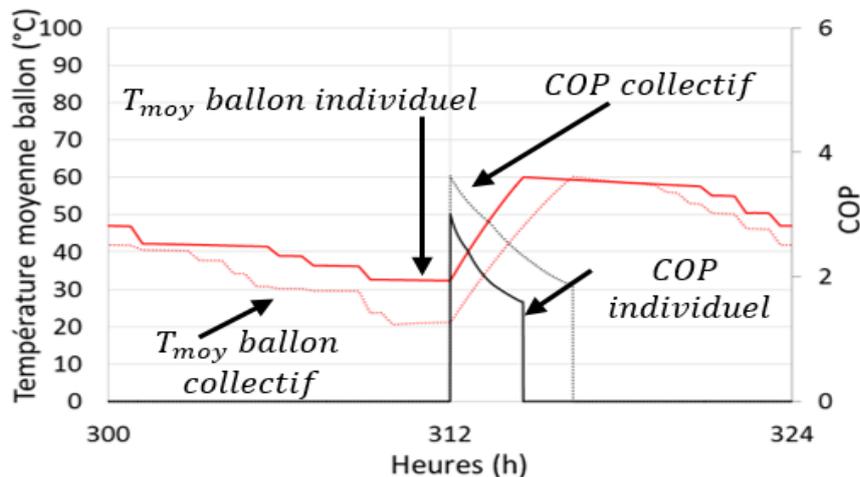


FIGURE 3.7 – Etude de différents paramètres au démarrage de la PAC en individuel et en collectif

Dans l'installation collective, l'énergie restante dans le ballon de stockage à la fin de la consommation est inférieure à l'énergie dans l'installation individuelle. Le pourcentage de prélèvement dans le ballon de stockage collectif est plus élevé, c'est-à-dire que la température moyenne est plus basse. Nous devons noter que ce résultat dépend de la configuration entre la PAC et le ballon de stockage. Dans notre cas, le contact entre l'ECS et le condenseur passe par un échangeur de chaleur immergé à l'intérieur du ballon. Le cycle de chauffage est géré par un système de contrôle assurant le niveau de température requis dans le ballon de stockage. L'eau est chauffée progressivement.

L'eau stockée dans le ballon arrive dans la PAC pour être chauffée à travers le condenseur. Ainsi, sa température dépend de la stratification existant dans le ballon avant et pendant la phase opératoire de la PAC. Les évolutions de température sont les mêmes pour le collectif 1 et 2 car ils ont un réservoir de stockage et une consommation identiques. Dans le cas des installations individuelles nous n'avons pas la même évolution de la température à l'entrée du condenseur. En effet, le dimensionnement, bien qu'étant sur les mêmes bases, ont conduit à différents volumes de stockage. Par conséquent, la température moyenne du ballon n'est plus la même. Ainsi, nous nous posons la question de savoir quelle serait l'influence du profil de puisage sur le stockage et par conséquent les performances du système? La qualité de l'énergie restante dans le ballon est donc nécessaire tant au moment du démarrage de la PAC que pour des raisons de disponibilité d'ECS. Si le profil de puisage entraîne une sollicitation d'ECS peu fréquente, les pertes peuvent être élevées à cause de la température haute dans le ballon pendant une longue période. Ceci étant, un puisage foisonné laissant peu de temps de stand-by permet de profiter efficacement de l'énergie stockée dans le ballon.

3.6.1 Régime de fonctionnement de PAC

Le COP de la PAC est analysé pour les différentes installations étudiées pour le pilotage en semi-accumulation $S-A$. La Figure 3.8 présente une étude du COP en fonction des heures de fonctionnement dans la journée.

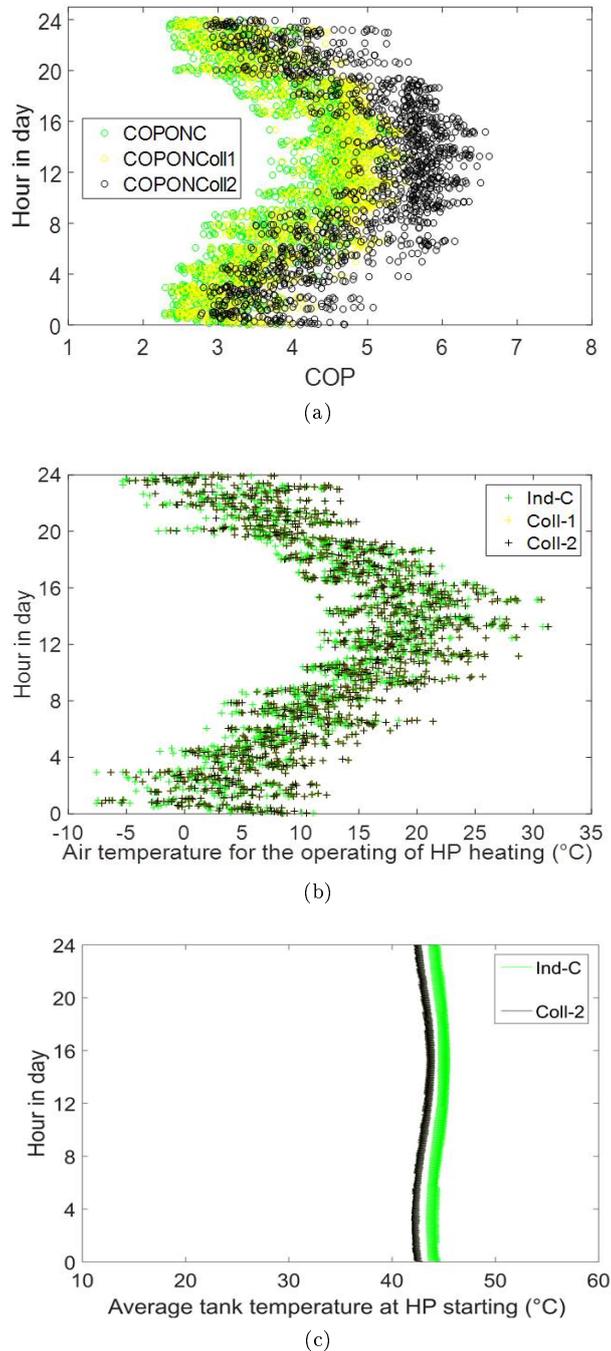


FIGURE 3.8 – Performances en fonction de l'heure dans la journée

(a) COP (b) Température ambiante pendant le fonctionnement de la PAC (c) Température moyenne dans le ballon au démarrage de la PAC

Durant la journée, la PAC démarre autant de fois que la consigne de température, fixée à 45 °C au niveau du nœud au-dessus de l'échangeur est inférieure à cette limite. Les heures de fonctionnement

sont concentrées entre 10 h et 16 h pour la plupart des démarrages. D'un autre côté, la température de l'air est plus favorable à la performance sur cette période comme nous pouvons le remarquer sur les figures 3.8a et 3.8b. Les résultats montrent que les statistiques de fonctionnement de la PAC moyennées à chaque fonctionnement en installation collective présentent des valeurs évoluant entre 2 et 6. Cependant, dans le cas individuel, nous avons des COP compris entre 2 et 5.

3.6.2 Energie primaire – Energie produite – Bilan CO₂

Pour une installation au niveau du collectif immeuble centralisé, la performance de production est supérieure à 2,58, contrairement à celle en installation individuelle. Cela signifie tout simplement qu'à cette échelle du collectif immeuble étudiée ici, il y a une économie d'énergie primaire. Selon l'Agence Internationale de l'Energie (AIE), pour 1 kWh électrique, l'émission de CO₂ est de 90 g. Les résultats présentés dans le Tableau 3.6 montrent que l'émission de CO₂ présente une économie de 7 % par an dans l'installation collective comparée à celle du cas individuel.

Tableau 3.6 – Bilan CO₂

Consommation électrique (kWh)	Σ-Ind	Coll-2
Compresseur	6 540	5 765
Auxiliaires	1 840	1 545
Pompes de rebouclage	0	4 750
Consommation totale	8 380	12 060
kg de CO ₂ émis	4 464	4 193

Au niveau du système, une installation de chauffage à PAC centralisée au niveau de l'immeuble est moins performante qu'en individuel. Cette différence est due à la présence de pertes de chaleur dans la boucle de recirculation. Selon la Recommandation AICVF, la température doit être maintenue à 50 °C à n'importe quel point de prélèvement. En outre, l'émission de CO₂ dans l'installation collective augmente avec la consommation électrique des pompes de circulation garantissant le rebouclage. Toutefois au niveau de la production, elle émet moins qu'en installation individuelle. De plus, la PAC émet 130 g de CO₂ par kWh de moins qu'une chaudière classique; il ne peut donc qu'y avoir un intérêt à son utilisation.

De plus, une installation collective offre la possibilité d'intégrer des systèmes de récupération de chaleur fatale. Elle devient alors plus intéressante au niveau du quartier. La PAC aérothermique et surtout géothermique sont utilisées dans ce cas de récupération. Les valeurs de COP sont généralement plus élevées. Ainsi, avec la récupération, nous pouvons augmenter l'efficacité de la production et donc l'efficacité du système.

3.6.3 Bilan économique d'installation d'une PAC

Le prix d'achat d'une PAC dépend de sa puissance thermique. Le prix varie de 150 à 200 € / kWh. Dans le Tableau 3.7, nous présentons différents prix de PAC disponibles sur le marché :

Tableau 3.7 – Bilan économique

Types d'installations	Ind-A	Ind-B	Ind-C	Coll-1	Coll-2
Puissance thermique (kW)	2,68	2,68	2,96	22	16
Prix d'achat – min (€)	400	400	445	3 345	2 400
Prix d'achat – max (€)	540	540	590	4 460	3 200

La conclusion de cette partie économique est que dans l'installation collective, le prix des PAC est moins coûteux (3 200 €) que celui dans le cas de l'ensemble (4 470 €) des installations individuelles pour une consommation identique. Il y a donc tout intérêt à favoriser le collectif si toutefois les autres conditions d'espace, de clients, etc. sont respectées.

3.7 Conclusion

Différents cas d'installations d'approvisionnement en ECS sont simulés et comparés.

Les résultats de cette étude offrent un outil d'aide à la décision dans le choix de l'implantation du système de PAC aérothermique en milieu urbain. En effet, les systèmes collectifs peuvent réduire les pics de puisage, ce qui permet d'avoir une homogénéisation des consommations permettant de réduire les pics de puisage, ce qui permet d'utiliser des systèmes individuels ou collectifs et par conséquent, une augmentation de l'efficacité énergétique selon le dimensionnement du système de stockage. Aussi, la connaissance des phénomènes physiques dans un ballon de stockage favorisant ou non la stratification est un facteur essentiel en vue de l'optimisation du système.

Du point de vue systémique, un système collectif à échelle de l'immeuble est moins efficace qu'un ensemble de systèmes individuels. En effet, il existe des pertes plus importantes dans les circuits de distribution, bouclage compris (12 % pour l'immeuble avec optimisation du fonctionnement de la boucle contre 7,0 % pour l'individuel où le circuit de recirculation n'est pas utilisé). À l'inverse, nous remarquons que l'efficacité de la production de PAC est plus élevée dans le collectif que dans le cas individuel. Si les pertes dues au rebouclage de l'ECS dans le cas du collectif ne peuvent être évitées, elles pourraient être considérées, au moins pour la saison de chauffage et intermédiaire, comme un apport sur le chauffage du bâtiment.

De son côté, le quartier a un potentiel avantageux qui offre la possibilité d'optimiser le système grâce à l'ajout d'échangeur pour la récupération de chaleur des eaux usées et / ou l'implantation d'un collecteur solaire.

Toutefois, un compromis est à trouver. En période estivale, cet apport devient une source d'augmentation de la température dans le bâtiment. Ceci étant, les niveaux de température doivent donc être bien maîtrisés. Les travaux futurs seront axés sur la stratification dans un premier temps. Ensuite, les résultats de Recov'Heat ayant montré une intermittence entre sources et besoins, une étude des systèmes de stockage est donc nécessaire. Puis, il serait intéressant de réfléchir à l'optimisation du réseau de distribution de chaleur dans le quartier pour deux raisons principales : la première étant de chercher à baisser la température pour favoriser l'intégration des sources récupérables et la seconde à étudier les paramètres à faire varier pour baisser le pic d'appel de puissance à la chaufferie.

3.7 Conclusion

Chapitre 4

INFLUENCE DES PROFILS DE PUISAGE SUR LA STRATIFICATION DANS UN BALLON DE STOCKAGE THERMIQUE

Sommaire

4.1	Introduction	87
4.1.1	Intérêt de la stratification	87
4.1.2	La consommation d'ECS collective : foisonnement des besoins	88
4.1.3	Objectifs et méthodologie	88
4.2	Etudes d'un ballon de stockage	89
4.2.1	Le modèle physique d'un ballon stratifié	89
4.2.2	Différents cas étudiés	91
4.2.3	Les profils de puisage	91
4.2.4	Paramètres de comparaison	94
4.3	Résultats et discussions	95
4.3.1	Analyse statique	95
4.3.2	Analyse de simulation dynamique	97
4.4	Discussions	99
4.4.1	Temps de standby et conduction dans le ballon de stockage	99
4.4.2	Taux d'utilisation d'eau chaude dans le ballon en fonction du profil de puisage	100
4.4.3	Intérêt des profils étalés, type profil en milieu collectif	100
4.5	Conclusion	101

Résumé

Le stockage intégré dans un processus de production et de consommation d'énergie permet de décaler la courbe de production de façon à la rapprocher au maximum de celle des besoins. Dans le cas d'intégration de sources d'énergies renouvelables ou de récupération d'énergies fatales (EnR&R) dans un système mixte, la présence d'un système de stockage augmente le taux de couverture des besoins par ces EnR&R. A ce jour, le stockage thermique se fait généralement dans des ballons d'eau chaude sous forme de chaleur sensible. Ainsi, la performance du système de stockage sur la base de plusieurs critères, doit être optimisée afin de garantir un système global efficient. Ce chapitre porte sur les critères de performance d'un ballon d'eau chaude à travers la stratification pouvant potentiellement être impactée par les profils de puisage. Premièrement, les différents critères physiques sont abordés incluant le dimensionnement, les pertes, les paramètres de stratification ainsi que le rendement du ballon. Deux paramètres principaux définissent l'état du ballon : la vitesse de de-stratification τ en $^{\circ}\text{C}/\text{h}$ et le coefficient de maintien de stratification ε_s (sans unités). En effet le système de stockage est performant lorsqu'il est dimensionné et utilisé de manière appropriée. Puis, le débit de soutirage/remplissage, facteur qui pourrait contribuer ou s'opposer aux différents phénomènes physiques présents dans le ballon, est étudié. Sa prise en compte permet d'intégrer l'aspect comportemental des usages dans la modélisation physique. Enfin, l'influence du débit de puisage sur la stratification d'un ballon de stockage est analysée. Elle est basée sur la comparaison des types de puisage individuel et collectif (avec effet de foisonnement pour ce dernier). Les différents scénarii lors de l'utilisation d'un ballon de stockage sont étudiés en couvrant les phases de standby et de puisage. L'étude est réalisée par simulation dynamique sous TRNSYS. A l'issue de la simulation, les différents profils de consommations donnent des résultats avec différents scénarii de standby. Ainsi, dans le collectif (type profil C), les consommations sont plus régulières qu'en individuel (type profils A et B). Le standby est donc plus présent en individuel. De ce fait, en absence d'écoulement, seules la conduction et les pertes entrent en jeu. Dans la thermocline et dans d'autres parties du ballon, la diffusion thermique entre différentes couches d'eau détériore la stratification. Dans le collectif, en plus d'avoir moins de standby, le volume du ballon limite l'impact de la conduction. Avec un profil concentré de type C, disponible en collectif, nous obtenons les valeurs de de-stratification les plus faibles ($\tau_{\min} = 0^{\circ}\text{C}/\text{h}$ et $\tau_{\max} = 0,58^{\circ}\text{C}/\text{h}$). Sur 24 h, la durée de standby correspond à 16,10 h pour un total de 20 soutirages. Les valeurs de de-stratification des nœuds du ballon avec le profil espacé de type A, disponible en individuel, sont plus importantes ($\tau_{\min} = 0,22^{\circ}\text{C}/\text{h}$ et $\tau_{\max} = 0,87^{\circ}\text{C}/\text{h}$) avec la durée de standby. Sur 24 h, nous avons 21,3 h de standby et 7 soutirages. Ainsi, la stratification est mieux gardée dans l'installation collective qu'en individuel. De plus, la différence de dimensionnement entre l'individuel et le collectif permet de réduire la consommation électrique en cas de couplage avec un système de production.

4.1 Introduction

Les besoins d'ECS évoluent essentiellement en fonction des habitudes humaines. Il est donc difficile de mettre en place une quelconque régulation contraignante en ce qui concerne la disponibilité de l'eau chaude sanitaire tant sur les temps d'utilisation que sur la température recommandée. Pour ce qui est des systèmes dont les sources primaires sont d'origines fossiles, leur optimisation est d'une importance capitale. Cela permettrait par exemple, d'une part d'y intégrer de nouvelles sources propres telles que certaines sources d'énergie renouvelable et/ou récupérables, ce qui va réduire la pollution, d'autre part, de mettre en place des stratégies de pilotage des systèmes de production ou d'orientation de la consommation qui contribueraient à faire baisser les pics de consommation. Il ne s'agit pas de réduire réellement les consommations car cela ne peut se faire qu'aux niveaux des clients/consommateurs, mais il est question de trouver des stratégies pouvant permettre d'effacer des appels de puissances élevées au même point de production.

A ce titre, les systèmes de stockage de chaleur tels que les ballons d'ECS qui sont très répandus, méritent d'être étudiés en lien avec la consommation. Puiser de l'eau dans un ballon d'eau chaude entraîne l'évolution de différents phénomènes physiques. Certes, il est évident que ces phénomènes physiques influencent les performances du stockage. Toutefois, dans quelles proportions sont-ils impactant en fonction des débits de soutirage? Plusieurs recherches ont porté sur la stratification thermique dans les ballons de stockage. Chacune avait une particularité selon l'angle d'approche. Dans ce chapitre, nous allons analyser les différents phénomènes dans le ballon d'eau chaude avant de chercher à savoir s'il y a une influence des profils de puisage sur la stratification dans un ballon de stockage thermique.

4.1.1 Intérêt de la stratification

La thermocline ne doit sa variation qu'aux seuls phénomènes physiques présents dans le ballon de stockage. Ainsi, un ballon stratifié est en mesure d'offrir plus de disponibilité en eau chaude qu'un ballon totalement mélangé. La Figure 4.1 nous montre l'allure de la courbe de température lors du soutirage dans les deux types de ballon [161].

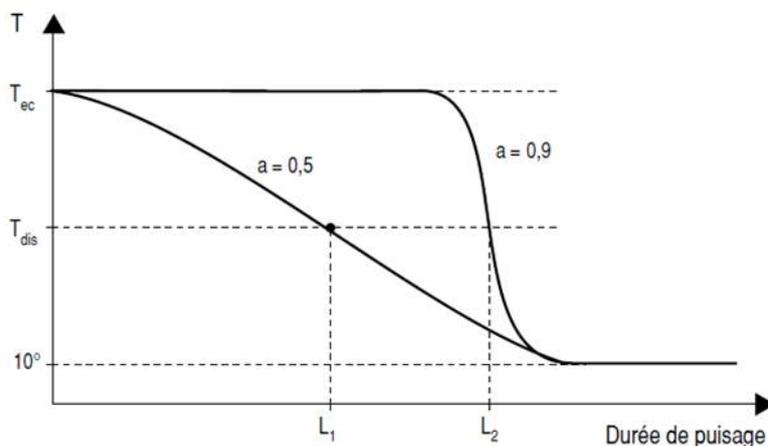


FIGURE 4.1 – Température de l'eau fournie par deux ballons en fonction du temps de puisage : comparaison entre un ballon stratifié et un ballon totalement mélangé

Les courbes observées montrent que pour un même confort fourni à l'utilisateur, la capacité de stockage d'un ballon avec bonne stratification peut être inférieure à celle d'un ballon mélangé à plus de 50 %. Le ballon vertical présente une stratification optimale. Le coefficient de stockage vaut 0,9. De plus, lorsque le ballon ne peut garantir le confort adéquat aux utilisateurs, la température de son eau est proche de la température de l'eau froide (10°C). Cependant, le coefficient est égal à 0,5 pour le ballon horizontal où le volume est mélangé. Il y a peu d'écart entre la température minimum de confort et la température minimum de distribution.

Dans un ballon de stockage, les différents modes de fonctionnement sont des facteurs qui influent

4.1 Introduction

sur la stratification. Ce sont : le soutirage, la charge, le standby. Ainsi, les débits d'injection et de soutirage constituent des éléments pouvant être problématiques vis à vis du maintien de la stratification en mode charge/décharge en plus des phénomènes agissant en période de standby. Pour chacun de ces modes, les phénomènes physiques favorisent ou défavorisent la stratification.

Dans le cas d'un soutirage du volume froid dans la partie basse du ballon et une réinjection de la même quantité d'eau à une température supérieure dans la partie haute du ballon, la thermocline est poussée vers le bas du ballon permettant d'augmenter la capacité du stockage stratifié. C'est dans ce sens que des procédés tels que l'échangeur manteau, la canne de stratification et l'injection multiniveaux par vannes trois voies sont mis en place pour maintenir ou favoriser la stratification.

De plus, les profils de puisage n'étant pas conçus de la même manière, ils ne présentent pas les mêmes temps de standby. En standby, la conductivité de l'eau étant faible, la diffusion thermique entre les nœuds de la thermocline n'a pas autant d'impact sur la stratification que la convection forcée lors des injections et des soutirages. Toutefois, lorsque le cumul est fait sur une période longue pour un choix entre deux échelles d'installation de stockage, cette différence peut tout de suite être ressentie. C'est l'objectif de cette étude, qui vise à déterminer le lien entre les profils de puisage et le maintien ou non de la stratification dans les ballons d'eau chaude.

4.1.2 La consommation d'ECS collective : foisonnement des besoins

En milieu urbain, la mixité des usages donne un effet de foisonnement aux besoins. D'autre part, les appels de puissance atteignent des pics qui varient d'un point de consommation à l'autre. Ces pics n'arrivent donc pas au même moment. Lorsqu'il s'agit d'un réseau de chaleur (RCU), où la production est centralisée et donc les demandes aussi mises ensemble, l'effet de foisonnement permet de dimensionner le système de production en deçà de la somme totale des pics de consommation. L'intérêt du foisonnement explique alors l'intérêt d'un RCU. Toutefois, le foisonnement reste un phénomène dont toutes les réponses d'évolution n'ont pas encore été apportées. Au vu de l'impact qu'il peut avoir sur la production et éventuellement sur le système de stockage, il apparaît plus qu'important que des recherches soient orientées un peu plus vers ses caractéristiques.

4.1.3 Objectifs et méthodologie

L'objectif de cette étude porte sur les critères de performance d'un ballon d'eau chaude et son échelle d'implantation en milieu urbain. En effet, dans le cadre d'un projet énergétique en lien avec des sources renouvelables et/ou récupérables, il est très souvent question de stockage pour de meilleures performances et aussi et surtout pour une meilleure couverture des besoins. Les systèmes de production sont dimensionnés en fonction des besoins comme nous l'avons constaté dans les chapitres précédents. Il est question ici de trouver le lien direct entre les profils de consommation et le phénomène de stratification présent et pouvant faire l'objet d'optimisation dans les ballons de stockage d'ECS dans un premier temps. Ensuite, il serait intéressant sur cette base, d'apporter des éléments de réponse au choix de l'échelle du stockage (individuel ou collectif, c'est à dire en pied d'immeuble ou centralisé).

Les différents critères physiques dans le ballon de stockage sont abordés, incluant le dimensionnement, les pertes, la stratification ainsi que le rendement du ballon. La prise en compte du débit de puisage permet d'intégrer l'aspect comportemental des usages dans la modélisation physique. L'influence du profil de puisage de manière directe ou indirecte sur la stratification d'un ballon de stockage est analysée. Elle est basée sur la comparaison des types de puisage individuel et collectif. Les différents scénarii lors de l'utilisation d'un ballon de stockage sont étudiés couvrant les phases de standby, le puisage et la préparation par la PAC (mise en température des apports au stockage).

La méthodologie adoptée consiste à étudier dans un premier temps les différents phénomènes physiques dans le ballon de stockage. Ensuite, le modèle mathématique qui en découle est vérifié par simulation dynamique en couplant le système de stockage à différents types de consommation. Le stockage dans un ballon d'ECS et la distribution par des méthodes de contrôle afin de satisfaire la consommation. Les profils de consommation de type logement et de type commerce sont retenus pour cette étude. Certes, ils sont très variables selon les usages. Cependant, les conclusions dans ce type d'étude font appel à des pics que l'on peut retrouver dans tous les profils. Les données météorologiques sont indispensables pour le calcul des pertes thermiques dans la simulation dynamique.

La méthodologie globale de ce chapitre est décrite comme illustrée en Figure 4.2.

4.2 Etudes d'un ballon de stockage

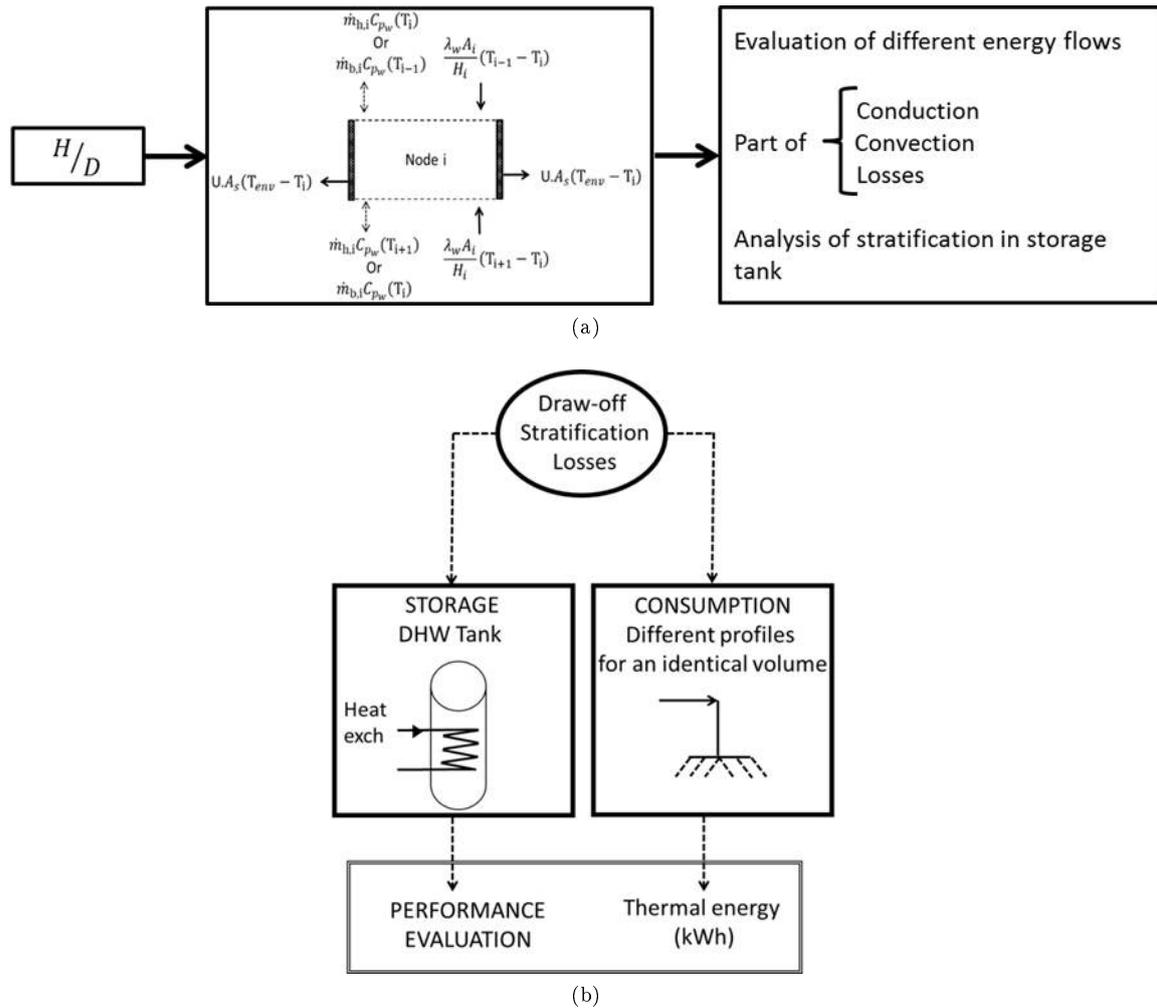


FIGURE 4.2 – Méthodologie d'études et d'analyses de la stratification dans un ballon de stockage d'eau chaude

(a) Etude paramétrique des différents phénomènes physiques (b) Etude dynamique d'un ballon de stockage en mode consommation

4.2 Etudes d'un ballon de stockage

4.2.1 Le modèle physique d'un ballon stratifié

Plusieurs phénomènes physiques se manifestent dans les ballons de stockage d'eau chaude. Dans certaines mesures, chacun des phénomènes listés ci-dessous peut être responsable ou non des fluctuations de paramètres énergétiques du fluide présent dans le ballon de stockage.

- i) Les flux d'énergie de liquide traversant les entrées du ballon, le gain de chaleur à travers un échangeur ou une résistance électrique chauffante, etc. ainsi que les pertes thermiques aux parois de chaque couche. Il s'agit de pertes par rapport à l'ambient.
- ii) Le mouvement de la masse d'eau (effet "piston") dû aux entrées / sorties de liquide.
- iii) Les échanges diffusifs entre l'eau chaude et l'eau froide dans les zones de stockage.

Pendant l'écoulement d'un fluide, la vitesse relative du fluide est nulle près de la paroi. Lorsque le mouvement du fluide est soumis à une vitesse, des effets de viscosité peuvent se manifester. Deux régimes d'écoulement peuvent se produire : le régime laminaire (faible débit de liquide) ou le régime

4.2 Etudes d'un ballon de stockage

turbulent (vitesse importante d'écoulement du liquide); l'importance relative de la vitesse pouvant être appréciée par le nombre de Reynolds. Dans ce dernier cas, les molécules se trouvant dans la partie axiale du ballon sont mélangées à celles de la partie périphérique. L'échange se fait par convection forcée et la conduction est négligeable dans toutes les directions.

La Figure 4.3a présente les principaux phénomènes présents dans un ballon de stockage d'eau. De plus, le bilan sur un nœud permet de faire apparaître le sens d'influence des différents phénomènes. La Figure 4.3b présente un bilan énergétique sur un nœud.

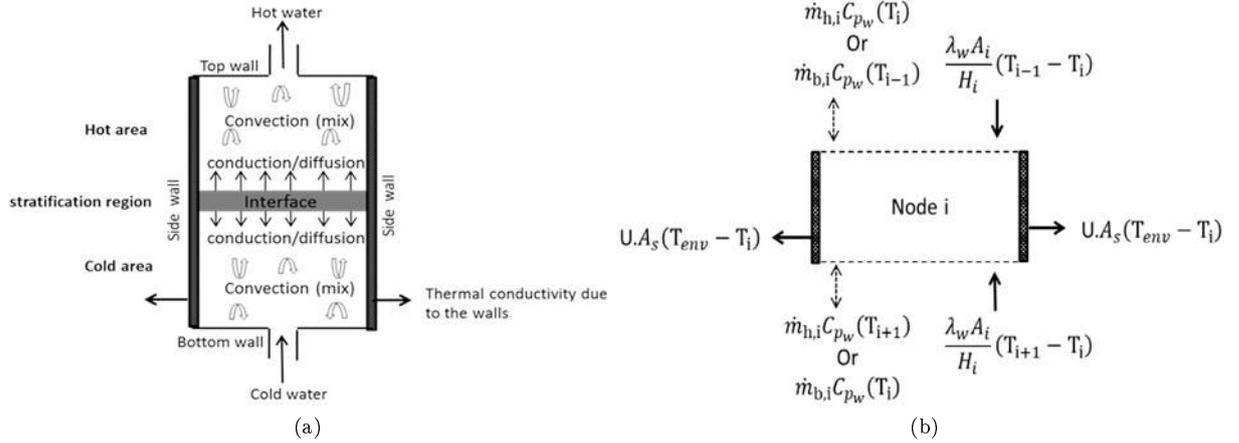


FIGURE 4.3 – Phénomènes physiques dans un ballon de stockage d'eau chaude

(a) Ballon de stockage en mode de décharge dynamique (b) Représentation graphique des flux d'énergie dans un nœud

En combinant tous les flux d'énergie dans une équation, l'équation différentielle permettant de calculer la température du nœud i s'exprime comme suit :

$$\rho V C_{p_w} \cdot \frac{dT_i}{dt} = \quad (a)$$

$$\dot{m}_{1,in} C_{p_w} T_{1,in} - \dot{m}_{1,out} C_{p_w} T_{1,out} \quad (b)$$

$$+ \dot{m}_{b,i} C_{p_w} T_{i-1} - \dot{m}_{h,i} C_{p_w} T_i - \dot{m}_{b,i} C_{p_w} T_i + \dot{m}_{h,i} C_{p_w} T_{i+1} \quad (c)$$

$$+ \frac{\lambda_w A_i}{H_i} (T_{i+1} - T_i) + \frac{\lambda_w A_i}{H_i} (T_{i-1} - T_i) \quad (d) \quad (4.1)$$

$$+ \frac{\lambda_m A_s}{H_i} (T_{i+1} - T_i) + \frac{\lambda_m A_s}{H_i} (T_{i-1} - T_i) \quad (e)$$

$$+ U.A_s (T_{env} - T_i) \quad (f)$$

Ainsi, dans ce modèle, les phénomènes physiques qui sont simulés sont :

- (a) Variation d'énergie d'un nœud en fonction du temps
- (b) Les échanges dus à l'injection et au soutirage d'eau
- (c) Les échanges dus au transfert de masse
- (d) Les échanges provoqués par la conduction entre nœuds
- (e) Les échanges provoqués par la conduction entre les nœuds et la paroi
- (f) Les échanges dus à la convection avec la paroi

4.2 Etudes d'un ballon de stockage

Le modèle mathématique a pour objectif de déterminer la quantité de flux de chaque phénomène présent dans le ballon de stockage et son influence. L'étude est faite pour plusieurs ballons cylindriques de différents volumes avec différentes valeurs du ratio hauteur sur diamètre (H/D).

Nous étudions le puisage dans un ballon à partir de différents profils de soutirage pour plusieurs consommations d'ECS identiques en volume et en température.

Pour chacun des cas, différents paramètres concernant la conduction, la convection et les pertes thermiques sont étudiés et comparés en fonction du volume en période de standby et des profils de puisage en période de consommation.

4.2.2 Différents cas étudiés

Comme présentée à la Figure 4.2, la méthodologie adoptée consiste à étudier différents scénarii en standby et en période de consommation. Ces scénarii sont expliqués et présentés dans le Tableau 4.1.

Tableau 4.1 – Analyses statiques et dynamiques – scénarii

Modes	Scénarios	Actions
Analyse statique	H/D variable et D = 0,505 m H/D = 0,5 H/D = 1 H/D = 2	Etude et analyse du réchauffement ou non des nœuds dans un ballon en standby
Simulation dynamique TRNSYS	Profil A - matin Profil B – matin & soir Profil C – journée	Etude physique du déstockage d'un ballon soumis à différents profils de puisage pour un même volume soutiré

L'analyse statique consiste à étudier les phénomènes dominants. En fonction du ratio H/D du ballon, nous évaluons l'impact du phénomène en action. Pendant cette période où il n'y a pas de puisage, le ballon n'est soumis qu'aux phénomènes de conduction entre les nœuds et conduction avec la paroi ainsi que les pertes thermiques à travers les parois avec les surfaces exposées vers l'extérieur. Tous les ballons sont de forme cylindrique. Toutefois, les ratios H/D étudiés varient de 0,5 à 2. Pour chacune de leurs valeurs, différents volumes sont analysés (de 245 L à 1 250 L). Dans notre étude, nous faisons l'hypothèse selon laquelle le rapport r_{ext}/r_{int} est considéré constant et égal à 1,024. Cependant, les rayons extérieur et intérieur varient en fonction du diamètre d'un ballon à l'autre. Les différents coefficients de pertes du ballon sont ceux de la paroi supérieure ($1,75 W/m^2.K$), paroi inférieure ($3,25 W/m^2.K$) et des parois latérales ($0,9 W/m^2.K$). La conductivité du métal vaut $26 W/m.K$ et celle de l'eau, $0,6 W/m.K$. Une dernière catégorie de H/D dite variable est également étudiée. Elle permet d'évaluer le changement d'échelle tout en gardant le paramètre commun r_{ext}/r_{int} . Pour un même diamètre (0,505 m), différentes hauteurs sont utilisées (de 1,23 m à 6,25 m). Plus la hauteur est élevée, plus la tendance est celle de ballons verticaux.

Quant à l'analyse dynamique, elle est faite à partir de simulations du modèle de ballon stratifié de Trnsys, Type 534. Nous étudions le déstockage à partir de différents profils de puisage. Le résultat de la simulation devrait nous permettre d'analyser et de quantifier les différents flux en jeu pendant la consommation d'ECS et pendant la phase de standby. La simulation est faite sur une journée type de soutirage d'eau de même volume (100 L) réparti différemment selon le profil retenu. La température de consommation souhaitée est de $45\text{ }^\circ\text{C}$. Dans ce cas, le volume du ballon est égal à 200 L pour un H/D de 2 avec une hauteur de 1 m. Le ballon est divisé en 20 nœuds. Le nœud N1 correspond à la sortie de l'eau chaude dans la partie haute du ballon et le nœud N20, à l'entrée de l'eau froide dans la partie basse.

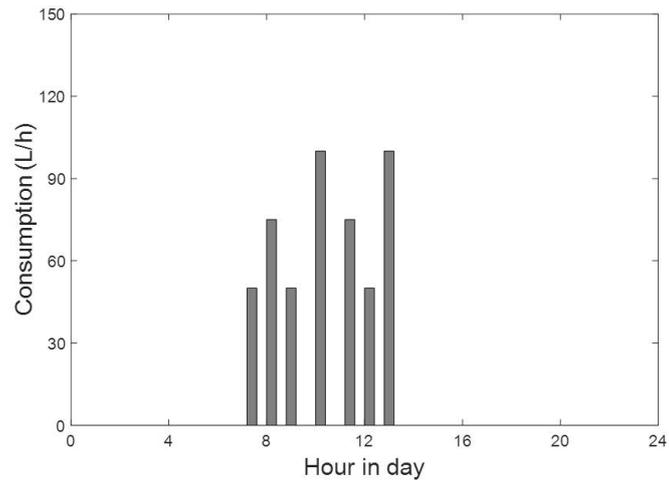
4.2.3 Les profils de puisage

La Figure 4.4 présente les trois types de profils de puisage étudiés. Il s'agit de profils simplifiés, construits pour assimiler les activités en journée. Les profils A et B représentent des cas observables le plus souvent lors des consommations en individuel. Le profil simplifié de type C sert à aider dans

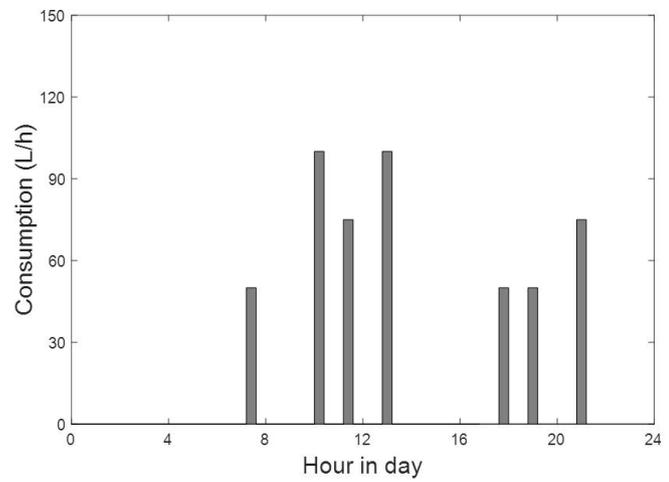
4.2 Etudes d'un ballon de stockage

la comparaison physique. Contrairement à l'individuel, le collectif présente généralement des puisages répartis sur une large partie du temps dans la journée, grâce au mix de consommations. Le facteur d'étude de ces profils est le nombre de soutirage. Les trois profils de types A, B et C ont des soutirages qui varient pour une même consommation journalière d'ECS à 45 °C. Ceci étant, les profils de type A et de type B ayant un nombre faible de soutirages, peuvent être facilement assimilés à une consommation en individuel. Tandis que le profil C a un nombre plus important de soutirages, qui le rend quasiment constant et qui est donc assimilable à une consommation en collectif.

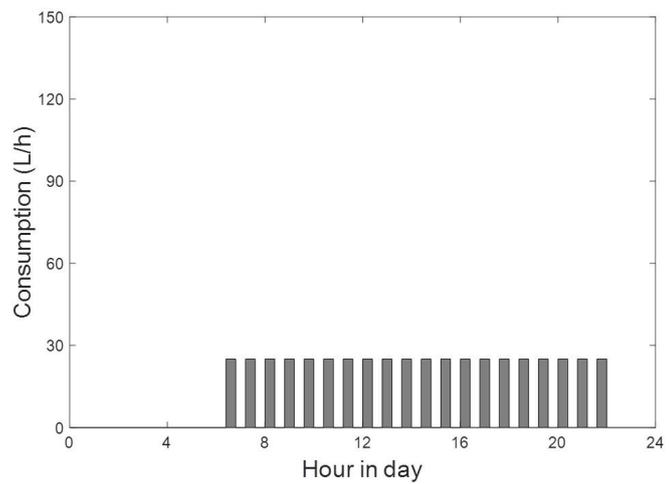
4.2 Etudes d'un ballon de stockage



(a)



(b)



(c)

FIGURE 4.4 – Différents profils de puisage étudiés - 100 L à 45 °C

(a) Profil A (b) Profil B (c) Profil C

4.2.4 Paramètres de comparaison

Les critères de comparaison ont pour objectif de mettre en avant l'impact du rapport H/D sur la stratification dans un premier temps.

- i) La vitesse de réchauffement ou de de-stratification d'un nœud τ . Elle est calculée lorsqu'il n'y a aucun puisage ou remplissage. C'est le rapport entre la somme de la conduction entre les nœuds et celle au niveau de la paroi. Le tout est divisé par la capacité thermique du nœud. Afin d'être prises en compte, les pertes latérales sont soustraites au bilan de la conduction. L'équation de départ est présentée en Eq. (4.2)

$$\tau = \frac{\left[\frac{\lambda_w \pi r_{\text{int}}^2}{H_i} (2T_i - T_{i-1} - T_{i+1}) + \frac{\lambda_m \pi (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)}{H_i} (2T_i - T_{i-1} - T_{i+1}) \right] - 2K_s \pi H_i (T_i - T_{\text{ext}})}{\rho C_{p_w} \pi r_{\text{int}}^2 H_i} \quad (4.2)$$

Nous obtenons l'équation de la vitesse de de-stratification en Eq. (4.3). L'unité de cette vitesse est °C/h. Physiquement, ce paramètre représente l'impact de l'énergie de conduction sur la capacité thermique du nœud concerné. En d'autres termes, plus ce paramètre est élevé, plus l'énergie de conduction est supérieure à l'énergie thermique nécessaire pour augmenter la température du nœud. Et donc la de-stratification est favorisée.

$$\tau = \frac{(2T_i - T_{i-1} - T_{i+1}) \left[\lambda_w + \lambda_m \cdot \left(\frac{r_{\text{ext}}^2}{r_{\text{int}}^2} - 1 \right) \right] - \frac{2K_s r_{\text{ext}} (T_i - T_{\text{ext}})}{\rho C_{p_w} \cdot (r_{\text{int}})^2}}{\rho C_{p_w} \cdot (H_i)^2} \quad (4.3)$$

- ii) Le coefficient de maintien de stratification ε_s . C'est le rapport entre la conduction sur la convection et les pertes pour différents volumes. Il est calculé en phase d'utilisation du ballon, c'est à dire en présence de soutirage/remplissage. Lorsqu'il est inférieur à 1, la stratification est maintenue. Au-delà de 1, le ballon commence à être mélangé.

$$\varepsilon_s = \frac{\left[\frac{\lambda_w \pi r_{\text{int}}^2}{H_i} (2T_i - T_{i-1} - T_{i+1}) + \frac{\lambda_m \pi (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2)}{H_i} (2T_i - T_{i-1} - T_{i+1}) \right]}{\dot{m} C_{p_w} (2T_i - T_{i-1} - T_{i+1}) + 2K_s \pi H_i (T_i - T_{\text{ext}})} \quad (4.4)$$

Sa formule après simplification est présentée en Eq. (4.5).

$$\varepsilon_s = \frac{\pi r_{\text{int}}^2}{\dot{m} C_{p_w} + 2K_s \pi r_{\text{ext}} H_i (T_i - T_{\text{ext}})} \left[\lambda_w + \lambda_m \cdot \left(\frac{r_{\text{ext}}^2}{r_{\text{int}}^2} - 1 \right) \right] \quad (4.5)$$

Les calculs sont faits en période de standby. Il n'y a pas d'évolution de température au cours du temps. La température extérieure est égale à 15 °C. Le test consiste à suivre l'évolution des grandeurs physiques pour un ballon parfaitement stratifié. Trois nœuds sont retenus pour les calculs (N-1, N et N+1). L'étude est basée essentiellement sur le nœud N. Les nœuds N et N-1 ont la même température. Les nœuds N et N+1 représentent quant à eux une séparation parfaite de niveaux de température, soit 60 °C et 10 °C. Un bilan énergétique est fait sur le nœud N afin d'analyser les flux échangés entre les trois nœuds. Dans un second temps, en phase de consommation, nous observons le profil de température dans le ballon à la fin de chaque puisage que nous comparons à celui en fin de journée. Ensuite, en fonction du débit de soutirage dans le ballon de stockage, nous introduisons un nombre adimensionnel afin d'étudier l'influence des profils de puisage. Il est fonction des variations de température, de la géométrie du ballon et du flux entrant / sortant dans le ballon de stockage.

- iii) Le nombre de Richardson représente qualitativement la stratification dans un ballon de stockage. L'aspect quantitatif n'est pas traité par ce nombre. Selon les travaux de Peter Armstrong et al. la stratification devient meilleure avec l'augmentation du nombre de Richardson [162]. La représentation physique du nombre de Richardson, noté R_i , est le ratio entre les forces de convection naturelle et les forces de convection forcée d'un volume de fluide donné. Ainsi, il est fonction du coefficient d'expansion thermique (noté β et exprimé en K^{-1}), de la vitesse du fluide (u, en m/s), de la température et de la longueur caractéristique, notée L (ici, la hauteur du ballon a été considérée).

$$R_i = \frac{g\beta L (T_{hw} - T_{cw})}{u^2} \quad (4.6)$$

$$\text{avec } u = \frac{\dot{m}}{\pi \cdot r_{\text{inter}}^2} \quad (4.7)$$

Puis, le déstockage du ballon est simulé sur un jour et demi et nous observons à quel moment la température de livraison minimale est atteinte, c'est à dire dès que la température de sortie du ballon devient inférieure à 50 °C. A partir du profil de température à cet instant, nous analysons le volume d'ECS consommé à 45 °C, le volume d'eau chaude puisé dans le ballon et la part de volume d'eau utilisé dans le ballon.

4.3 Résultats et discussions

4.3.1 Analyse statique

4.3.1.1 Influence de la vitesse de de-stratification

Pour mieux comprendre le phénomène de de-stratification lorsque le ballon est en standby, nous avons réalisé une analyse statique. Dans ce cas, le débit de soutirage est nul lorsqu'il n'y a aucun puisage/soutirage dans le ballon. Les pertes latérales et la variation de l'énergie interne dans le temps, d'une couche donnée sont aussi étudiées.

Sur la base des données retenues pour l'établissement du modèle mathématique, nous obtenons les résultats de l'influence de la conduction présentés à la Figure 4.5. Les valeurs de τ évoluent en fonction de la géométrie du ballon d'une part, mais aussi selon les gradients de température. Quatre volumes de ballons cylindriques sont étudiés. 3 ballons du type individuel et un grand volume de ballon, type collectif.

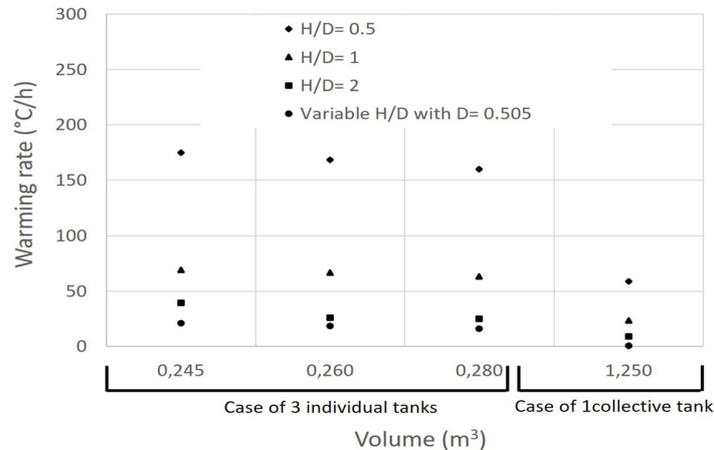


FIGURE 4.5 – Vitesse de réchauffement thermique d'un nœud en fonction du volume

La vitesse de de-stratification obtenue ici pour différents cas (3 ballons individuels et 1 ballon collectif) a été calculée à partir de 3 nœuds avec des niveaux fictifs de température chacun mais identiques pour tous les cas. Les valeurs obtenues sont instantanées, tout comme celles des températures. Tout se fait en phase de stand-by. Avec le même rapport H/D, lorsque le volume augmente, la vitesse de de-stratification diminue. Les résultats de la Figure 4.5 montrent que la valeur max de la vitesse de de-stratification vaut 175 °C/h dans notre cas d'étude. En effet, la température évoluant d'un nœud à l'autre, cette vitesse qui indique l'effet de la conduction sur la capacité thermique du nœud évolue également. La valeur obtenue correspond à celle pour le rapport H/D égal à 0,5, avec un volume de 245 L. Pour le même rapport, mais avec un volume de 1 250 L, la vitesse de de-stratification τ est égale à 59 °C/h. Plus les ballons de forme cylindrique ont un rapport H/D plus élevé, plus ils sont favorables au maintien de la stratification. En effet, avec un H/D de 2, la vitesse de de-stratification

4.3 Résultats et discussions

vaut respectivement 39 °C/h dans le volume de 245 L et 9,1 °C/h pour 1 250 L. Les ballons cylindriques avec un rapport H/D de 2 sont donc plus intéressants que ceux avec un H/D de 0,5 car ils sont moins influencés par la vitesse de de-stratification due à la conduction.

Un ballon avec un rapport H/D < 1 favorise plus de conduction qu'un ballon avec H/D > 1. Plusieurs tests sur la vitesse de destratification ont ainsi été réalisés avec des ballons cylindriques et les résultats obtenus sont les suivants :

- l'influence de la conduction reste visible même pour les grands volumes (59 °C/h pour un ballon stratifié – 1 250 L avec H/D de 0,5)
- Avec un diamètre D fixe (0,505 m), τ est égale à 0,54 °C/h pour le plus grand volume (1 250 L) où H/D vaut 12,4. Elle est égale à 21°C/h pour le plus petit volume (245 L) avec H/D égal à 2,42
- Avec une hauteur H fixe (0,5 m), la vitesse de réchauffement des nœuds dans le ballon stratifié est fixe pour les différents volumes. Elle est égale à 128 °C/h.

Ainsi, augmenter le rapport H/D permet de réduire la vitesse de réchauffement des nœuds du ballon. En effet, la conduction est certes toujours présente, toutefois elle n'a pas le même impact lorsque H/D < 1 ou que H/D prend des valeurs supérieures à 1. Par exemple, lorsqu'on reprend le même test avec un ballon dont le rapport H/D vaut 3,5, nous obtenons une vitesse de de-stratification faible, soit $\tau = 4,17^\circ C/h$. Le réchauffement du nœud entraîne un mélange dans le ballon qui est défavorable à la stratification. En présence de soutirage, la convection vient s'opposer à l'influence de la conduction.

4.3.1.2 Influence du coefficient de maintien de stratification ε_s

Les débits de puisage retenus pour cette analyse sont 10 L/h, 30 L/h, 100 L/h, 200 L/h et 450 L/h pour des consommations à 45 °C. Le soutirage est fait dans les ballons de 245 L, 260 L, 280 L et 1 250 L

Les valeurs du coefficient de maintien de stratification sous différentes conditions sont présentées dans le Tableau 4.2. Lorsque le critère de maintien de stratification est inférieur à 1, il est intéressant. Toutes les valeurs supérieures à 1 correspondent à une destratification. Ils relèvent certes d'une évidence, mais ils permettent ici de mettre en avant la comparaison entre le collectif immeuble et l'individuel.

Tableau 4.2 – Coefficient de maintien de stratification dans différents ballons de stockage

Volume du ballon (L)		245	260	280	1 250
H/D	Débit (L/h)	Valeurs de ε_s			
0,5	10	3,89	3,96	4,04	5,68
	100	0,42	0,43	0,44	0,72
1	10	1,51	1,53	1,56	2,12
	100	0,17	0,17	0,18	0,28
2	10	0,507	0,591	0,601	0,79
	100	0,06	0,07	0,07	0,11

Le coefficient de maintien de stratification diminue avec l'augmentation de H/D d'une part et d'autre part avec l'augmentation du débit de puisage. En effet, les résultats montrent que pour un même volume donné, H/D entraîne une différence du coefficient de maintien de stratification. Par exemple, pour 245 L, une géométrie avec H/D de 0,5 donne un coefficient de 3,89, alors que celui-ci est négligeable pour un H/D = 2. Dans ce cas, la petite valeur du rapport H/D (0,5) est défavorable à la stratification. Deuxièmement, pour la même forme H/D, dans le cas de différents volumes, le coefficient de maintien de stratification évolue en fonction du débit de puisage (profil de consommation/stand-by). Ceci dit, les résultats pour H/D de 0,5 imposent un débit minimal à partir duquel la stratification est maintenue. Au-delà de 100 L/h, la stratification n'est plus conservée. Cependant, un rapport H/D très élevé pour le même volume, entraînera des pertes thermiques excessives vers l'extérieur car la

section d'échange entre le nœud et la paroi augmente; ce qui impose une forte isolation. Pour trouver un compromis raisonnable entre performances et coût, un rapport H/D compris entre 3 et 4 avait été proposé dans les études expérimentales de Lavan et Thompson [163]. En fonction du marché, ce rapport peut encore évoluer.

Les deux conditions H/D élevé et débit important/régulier sont observables généralement dans une installation collective où un grand volume est installé et des débits importants sont puisés régulièrement. Ces résultats sont particulièrement utiles pour le dimensionnement des ballons pour différents besoins. En effet, dans un projet collectif, du fait d'un puisage régulier, l'influence de la diffusion pouvant entraîner une de-stratification est moins visible, comme l'indique le coefficient de maintien de stratification. De plus, en période de standby, la vitesse de de-stratification est également moins importante grâce à la géométrie du ballon et à la durée faible de standby. Dans le cas d'un dimensionnement en accumulation par exemple, cela imposerait un critère de surdimensionnement plus petit car la stratification est mieux conservée. Il y a donc une disponibilité d'eau chaude supérieure que dans le cas où il y a de-stratification. Il est à noter qu'en plus de dépendre de la géométrie du ballon, ε_s dépend aussi du niveau de température des nœuds. Ici dans cette analyse, nous avons fixé les niveaux de température au préalable. Dans la simulation dynamique sur TRNSYS, le calcul prendra en compte les variations en temps réel.

4.3.2 Analyse de simulation dynamique

Après simulation des différents puisages à partir des profils de types A et C, nous obtenons des profils de températures différents dans le ballon de stockage à la fin du puisage et à la fin de la journée. Ils sont présentés à la Figure 4.6.

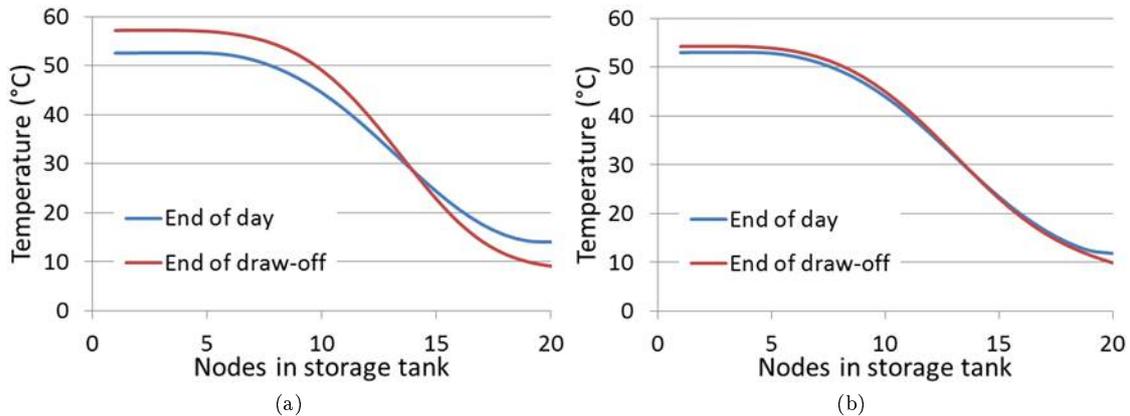


FIGURE 4.6 – Profil dans le ballon de stockage en fin de puisage et fin de journée

(a) Profil A (b) Profil C

Le croisement des courbes de température entre la fin de puisage et la fin de la journée à la Figure 4.6 marque l'importance de la conduction, seul phénomène en action pendant cette période avec les pertes thermiques. La disponibilité de l'eau chaude dans le ballon n'est plus la même avant et après le stand-by. En sachant qu'il est intéressant d'avoir un ballon moitié chaud et moitié froid plutôt que totalement mélangé, ce phénomène est à éviter. En effet, le temps de standby dépend directement du profil de puisage, le temps de conduction est également fonction de cette durée. Ceci étant, selon le second principe de thermodynamique, les résultats obtenus à partir du profil A ne sont pas intéressants. En effet, avec le profil A, la quantité d'énergie utile non valorisée dans le ballon est plus importante contrairement au cas avec le profil C. Les valeurs correspondantes au nombre de Richardson max et min sont retenues et présentées au tableau 4.3.

Tableau 4.3 – Nombre de Richardson en fonction du profil de puisage

	Profil A	Profil C
Nombre de Richardson min (Ri)	0,44	5,58
Nombre de Richardson max (Ri)	2,04	8,29

Les résultats illustrent le fait que le nombre de Richardson augmente lorsque le débit diminue. En phase de consommation, pour un débit élevé, le ballon tend vers un mélange ; ce qui donne des valeurs de Ri faibles. Tandis que pour de faibles débits, la stratification est mieux conservée, avec des valeurs de Ri élevées. Nous pouvons observer la répercussion sur le profil de température dans le ballon sur la Figure 4.7.

Ceci étant, les profils de puisage peuvent avoir une influence sur la stratification à travers les débits qui entrent et sortent des ballons de stockage.

Lorsque le ballon est déstocké jusqu'à son niveau de température min, 45 °C, nous surveillons la température du nœud N7 dans le ballon. La Figure 4.7 compare les valeurs entre le profil A et le profil C. Ainsi, nous présentons l'évolution de la température de l'ensemble des nœuds dans le ballon pour chacun des profils de puisage.

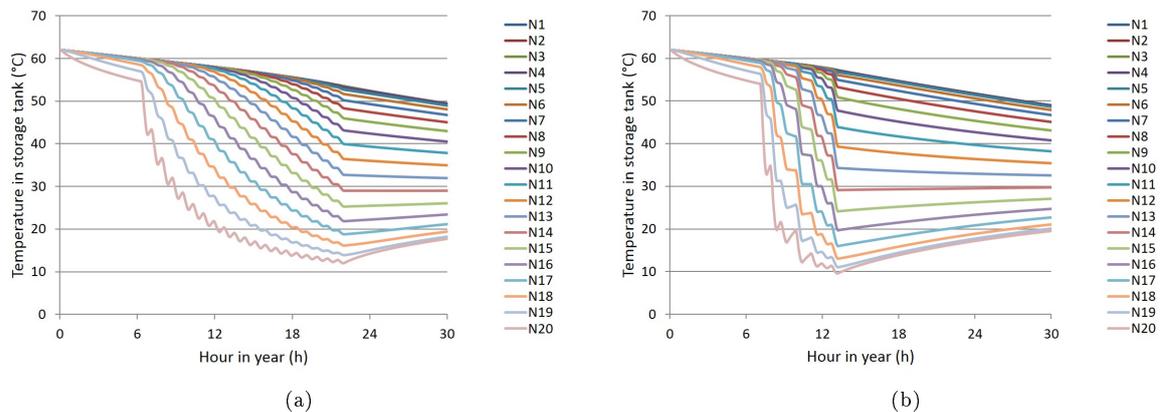


FIGURE 4.7 – Profils de température des nœuds du ballon de stockage

(a) Cas pour profil de puisage A (b) Cas pour profil de puisage C

Les longues périodes de standby favoriseraient le réchauffement des nœuds dans la partie basse du ballon. En effet, pendant le puisage, les courbes de températures suivent les profils de puisage concernés. Nous remarquons aussi que les nœuds dans la partie basse du ballon sont réchauffés avec le mélange. Le nœud N20 situé tout en bas du ballon est réchauffé jusqu'à 20 °C dans la phase de standby avec le puisage du profil A (Figure 4.7a), tandis qu'il n'atteint que 17 °C avec le puisage du profil C (Figure 4.7b). L'augmentation impacte également les nœuds N15 à N19. Il y a une stabilisation au nœud N14 et ensuite une baisse de température pour l'ensemble des nœuds inférieurs à N15.

Les profils denses permettent de mieux exploiter le volume du ballon et par conséquent de réduire la destruction d'énergie utile. Ainsi, à la fin de la journée, la partie basse du ballon a une température plus basse également pour ces types de profils. Existents-ils d'autres phénomènes pouvant aller dans le sens contraire de ce résultat ? La Figure 4.8 illustre l'état du ballon à la fin du jour 1 à 24 h et à 6 h du matin au jour 2. Généralement, pour un système de production avec un stockage en accumulation, le ballon est réchauffé pendant la nuit, entre la fin de puisage et le début d'un nouveau cycle le lendemain. Ceci pourrait donc éviter une prolongation du mélange comme nous pouvons le voir sur les figures 4.8c et 4.8d. Dans le cas d'une production avec un stockage en semi-accumulation, la stratification jouerait également un rôle important sur les performances du système. Tel est le cas dans les systèmes de production solaire comme présentés dans l'état de l'art au chapitre 1.

La Figure 4.8 montre l'épaisseur de la thermocline dans le ballon avec chacun des profils A et C utilisés pour l'analyse sur un premier jour complet de puisage jusqu'à une partie du puisage le

4.4 Discussions

lendemain.

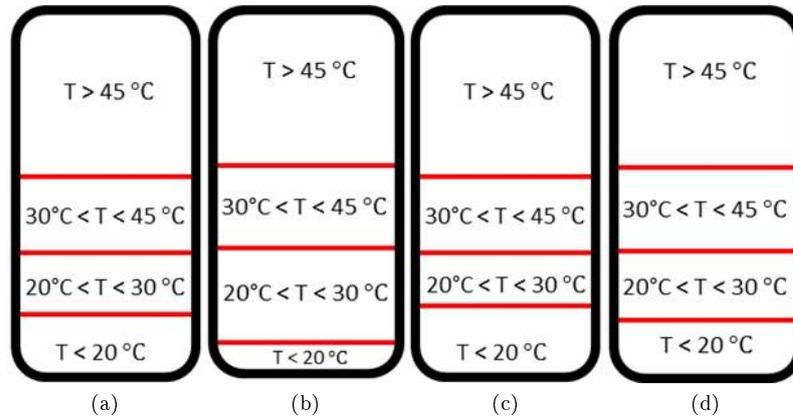


FIGURE 4.8 – Répartition volumique du ballon en fonction de la température

(a) Profil A à 24 h jour 1 (b) Profil A à 6 h du matin au jour 2 (c) Profil C à 24 h jour 1 (d) Profil C à 6 h du matin au jour 2

Les résultats à 24 h de l'état des différents volumes pour les plages de températures retenues montrent que sur les 200 L du ballon, les derniers 5 % dans la partie basse sont réchauffés au-delà de 15 °C dans le cas du profil A. Cependant, avec le profil C, cette même quantité des derniers 5 % reste inférieure à 15 °C. A cet instant, le profil A a enregistré presque 11 h de standby, tandis que le profil C n'en a que 2 et ce, pour la même quantité d'énergie puisée dans le ballon. Lorsque la simulation est prolongée au-delà de 24 h pour entamer le second jour de consommation, le mélange continue de s'établir avec la diffusion entre les nœuds et la conduction avec la paroi. Les valeurs correspondent à l'état du ballon à 6 h du matin, c'est-à-dire avant la première consommation du second jour dans les deux cas d'étude. Nous remarquons que la partie haute du ballon conserve des résultats similaires d'un profil à l'autre quelle que soit la durée de standby. Cette partie est refroidie avec les déperditions et les phénomènes de diffusion et conduction. Initialement, 60 L avec une température supérieure à 50 °C étaient disponibles à 24 h. Arrivé à 6 h du matin, cette disponibilité devient nulle. Toutefois, le volume compris entre 45 °C et 50 °C passe de 30 à 80 L entre minuit et 6 h du matin et celui compris entre 30 °C et 45 °C, augmente de 10 L pour atteindre 50 L pendant cette même période. A partir des températures inférieures à 30 °C, des différences sont notées en fonction du profil utilisé. Ainsi, le profil A qui offrait déjà 30 L inférieurs à 15 °C à minuit, n'en a que 10 à 6 h le lendemain matin. Le profil C, avec plus de volume froid à minuit, soit 40 L inférieurs à 20 °C, offre 30 L à 6 h. La zone considérée comme étant de mélange intermédiaire est située entre 20 et 30 °C. Elle augmente aussi avec le temps de standby. A 40 L avec le profil A à minuit, elle augmente de 20 L à 6 h. Avec le profil C, la capacité de cette zone n'augmente que de 10 L sur la même période pour atteindre 40 L.

Le profil C favorise donc la stratification avec une plus faible épaisseur de la thermocline en comparaison au profil A avec une épaisseur de thermocline plus importante en fin de journée ou après un temps de standby prolongé. Dans tous les cas étudiés, le ballon ne pourra pas couvrir la totalité des besoins sur le second jour sauf si un système de chauffage d'eau est enclenché. La température de sortie du ballon en fin de journée vaut respectivement 51,68 °C pour le profil A et 52,35 °C pour le profil C. Ces niveaux de température sont à la limite du seuil fixé par la réglementation (au moins égale à 50 °C) en matière de distribution aux différents points de puisage.

4.4 Discussions

4.4.1 Temps de standby et conduction dans le ballon de stockage

Il est intéressant d'avoir une durée de standby faible afin d'éviter le réchauffement des nœuds dans la partie basse du ballon. Les résultats ont montré qu'avec le profil C, nous obtenons les valeurs de

4.4 Discussions

de-stratification les plus faibles ($\tau_{\min} = 0^{\circ}\text{C}/\text{h}$ et $\tau_{\max} = 0,58^{\circ}\text{C}/\text{h}$). Sur 24 h, la durée de standby correspond à 16,10 h pour un total de 20 soutirages. Les valeurs de de-stratification des nœuds du ballon avec le profil A sont plus importantes ($\tau_{\min} = 0,22^{\circ}\text{C}/\text{h}$ et $\tau_{\max} = 0,87^{\circ}\text{C}/\text{h}$) avec la durée de standby. Sur 24 h, nous avons 21,3 h de standby et 7 soutirages.

D'un point de vue énergétique, en présence d'un mélange important, la température de la partie basse du ballon augmente; ce qui est défavorable aux performances de système de production tel que la PAC qui offre les meilleurs COP avec des températures basses en entrée du condenseur. D'un point de vue sanitaire, les temps de standby élevés favorisent le développement des légionnelles; ce qui est donc à éviter.

4.4.2 Taux d'utilisation d'eau chaude dans le ballon en fonction du profil de puisage

Plus le nombre de soutirages est élevé, meilleur est le taux d'utilisation du ballon. En effet, pour le même volume d'eau puisée à 45 °C, les résultats de l'étude ont montré que la quantité d'eau soutirée du ballon n'est pas la même. Nous remarquons que le pourcentage d'utilisation du ballon augmente avec le nombre de puisage journalier. Dans le cas du profil C, nous avons 20 soutirages, ce qui nous offre 38 % d'utilisation d'eau chaude dans le ballon. Tandis que pour le profil A avec 7 soutirages, nous obtenons 36 % d'utilisation.

4.4.3 Intérêt des profils étalés, type profil en milieu collectif

Les résultats de cette étude ont jusque-là montré que des profils étalés, c'est-à-dire avec plusieurs puisages sur la journée offrent de meilleurs performances en termes de maintien de la stratification d'une part, mais aussi de disponibilité en eau chaude dans le ballon de stockage et surtout de taux d'utilisation de l'eau chaude.

Le tableau 4.4 donnent les profils déclarés selon les normes européennes.

Tableau 4.4 – Caractéristiques des profils déclarés selon les normes européennes

Profils déclarés (profil maximal)	Nombre de soutirages entre 7h et 21h30	Temps de stand-by total entre soutirages (h)	Débit (L/mn)
M	23	10	3 - 6
L	24	7	3 - 10
XXL	30	4	3 - 16

Ces types de profil représentent ici des puisages dans le collectif immeuble. Tous les clients ne consommant pas en même temps, alors plus il y a de consommateurs reliés à la production centralisée (M vers XXL), plus on a de soutirages dans le ballon. Ce qui permet de réduire le temps de standby de 50 % entre le profil M (type individuel) et le profil XXL (type collectif) par exemple. Ainsi, la de-stratification est évitée/réduite dans les nœuds du ballon. Cependant, à l'échelle du collectif quartier, il y a plus de possibilités d'avoir des consommateurs, donc plus de foisonnement, mais sans pour autant garantir une consommation permanente.

De plus, ces profils en collectif demandent aussi un volume de ballon beaucoup plus important qu'en individuel. Comme nous l'avons remarqué, les ballons cylindriques de grands volumes sont moins impactés par le réchauffement / vitesse de de-stratification (°C). Ce résultat vient renforcer la position efficiente des profils de puisage étalés (avec beaucoup de soutirages), tels dans le collectif.

4.5 Conclusion

A l'issue de la simulation, les différents profils de consommations donnent des résultats avec différents scénarii de standby. Ainsi, dans le collectif immeuble (type profil C), les consommations sont plus régulières qu'en individuel (type profils A et B). Le standby est donc plus présent en individuel. De ce fait, en absence d'écoulement, seules la conduction et les pertes entrent en jeu. Dans la thermocline et dans d'autres parties du ballon, la diffusion thermique entre différentes couches d'eau détériore la stratification. Dans le collectif, en plus d'avoir moins de standby, le volume du ballon limite l'impact de la conduction. Ainsi, la stratification est mieux conservée dans une installation collective qu'en individuel. De plus, la différence de dimensionnement entre l'individuel et le collectif permet de réduire la consommation électrique en cas de couplage avec un système de production.

De plus, le volume du ballon d'une installation collective est inférieur à la somme de ballons individuels pour la même quantité d'ECS consommée à 45 °C.

Chapitre 5

INTÉGRATION DU STOCKAGE THERMIQUE EN MILIEU URBAIN POUR LES DIFFÉRENTES SOURCES D'ÉNERGIES RENOUVELABLES ET RÉCUPÉRABLES

Sommaire

5.1	Introduction	105
5.1.1	Importance du stockage	105
5.1.2	Les principales caractéristiques techniques des systèmes TES et la stratégie d'intégration du module de stockage au réseau de chaleur	107
5.1.3	Influence de l'échelle des installations – Avantage au grand volume	109
5.1.4	Nécessité d'améliorer le transfert de chaleur pour les TES indirects	110
5.2	Modèle d'intégration de TES dans les RRES	111
5.2.1	Les paramètres du modèle de stockage	111
5.2.2	Organigramme du modèle de stockage	112
5.2.3	Critères d'évaluation	114
5.3	Récupération de l'énergie fatale en milieu urbain : Sources et besoins	114
5.3.1	Les sources d'énergie renouvelables et récupérables en milieu urbain : 4 cas d'études	115
5.3.2	Estimation des besoins de chaleur	117
5.4	Résultats et discussions	119
5.4.1	Impact de l'intégration de TES sur la fraction RRES et sur le taux de récupération	119
5.4.2	Choix de la capacité de stockage : journalier ou horaire?	122
5.4.3	Comparaison entre stockage direct et stockage indirect	123
5.5	Conclusion	127

Résumé

Le caractère intermittent de la source et le caractère fluctuant des demandes d'énergie ont conduit au développement d'un module de stockage étudié au présent chapitre 5. Le module conçu intègre la limitation de la capacité du TES (Thermal Energy System), l'efficacité du stockage, sa durée, la limitation de la puissance de charge et de décharge. A partir des besoins et de la production, les paramètres d'analyses sont les taux de couverture et de récupération annuels, l'utilisation effective du stockage et la consommation des appoints. L'objectif de cette étude est d'analyser l'influence de l'intégration de dispositifs TES dans la réalisation des projets d'énergie renouvelable et/ou de récupération/valorisation de chaleur fatale dans le réseau de chaleur urbain (RCU). La production de chaleur comprend 4 types de sources (solaire, chaleur des usines d'incinération d'ordures ménagères (UIOM), cogénération et eaux-usées) et la demande est représentée par les consommations de chauffage et d'ECS de 800 logements résidentiels dans le cas traité. Une attention particulière est accordée à la capacité du système de stockage et à son influence sur certains paramètres. Ces derniers sont la performance annuelle en termes de part de source d'énergie renouvelable et/ou de récupération (RRES, pour Renewable and Recovery Energy Sources - ou encore EnRR) dans la couverture de la demande totale et le ratio de récupération par rapport à une autre source de chaleur fatale. Les résultats dépendent de l'évolution des courbes de besoins. Ainsi, dans le cas présent, l'intégration du TES est plus adaptée à la récupération sur le potentiel des eaux usées avec un petit volume de stockage. Le même volume de stockage pouvant servir de ballon tampon de stockage en hiver lorsque les besoins ne sont pas très élevés, tandis qu'en été pour les faibles demandes de chaleur, il est considéré comme un stockage hebdomadaire. Une comparaison est également faite entre le stockage direct d'ECS et le stockage indirect à travers les matériaux à changement de phase (MCP). L'intégration de TES peut aider à augmenter à la fois la fraction RRES côté besoins et le taux de récupération d'énergie sur le potentiel des sources, côté production. Par exemple, un projet de récupération de chaleur sur eaux usées initialement à 40 % de RRES, augmenterait jusqu'à 53 % avec l'intégration d'un ballon de stockage d'eau chaude de 100 m^3 (équivalent à un bureau de 36 m^2 avec 2,8 m de plafond). Quant au TES indirect basé sur MCP, notre étude montre qu'ils peuvent permettre d'économiser 25 % du volume de stockage tout en offrant des performances équivalentes.

5.1 Introduction

Parallèlement aux solutions recherchées pour optimiser les systèmes de production de chaleur, il est également urgent de prendre en compte la bonne gestion entre la production et la consommation. En effet, du fait de leur intermittence, les sources d'énergies renouvelables et la disponibilité des sources récupérables ne sont pas toujours en phase avec les besoins ; d'où l'importance du stockage de sorte à garder disponible la chaleur jusqu'à manifestation du besoin de consommation. De nombreux travaux de recherche ont été élaborés sur le thème du stockage thermique. En milieu urbain, le débat sur le stockage à grand ou petit volume est d'actualité, ainsi que les performances des différentes installations correspondantes.

Stocker de l'énergie et la déstocker en temps et en quantité souhaités nécessitent un dimensionnement et un pilotage du système. En effet, il existe plusieurs types de stockage qui ont été étudiés et pour certains installés et utilisés.

Dans cette étude, nous nous intéressons aux sources d'énergie renouvelables d'une part et à la récupération/valorisation des sources fatales en milieu urbain d'autre part. Or, il est connu que ces sources sont caractérisées par l'intermittence ou l'aléa de disponibilité sur le territoire concerné. Ceci étant, pour ces sources dites propres, il serait intéressant de se pencher sur l'utilisation avec et sans le stockage afin d'analyser l'intérêt de ce dernier à pallier les limites de ces sources.

Outil d'aide à la décision, l'outil Recov'Heat fournit une analyse énergétique et économique sur les projets de récupération de chaleur appliqués au niveau du quartier. Au niveau des besoins, sont pris en compte, le chauffage et l'eau chaude sanitaire (ECS) par secteur d'activité (logements, bureaux, commerces, écoles...) en Wh/m²/mois pour les bâtiments collectifs, les bâtiments publics (hôpitaux, écoles, etc.). En ce qui concerne la production, quatre sources de récupération de chaleur / sources renouvelables peuvent être choisies : le solaire thermique, la cogénération, les verreries, les eaux usées, les usines d'incinération d'ordures ménagères (UIOM) et les data center. Le fonctionnement de cet outil nécessite un nombre limité de paramètres clés. Ainsi, les collectivités locales et les professionnels de l'énergie peuvent facilement faire des études préliminaires sur les projets de récupération de chaleur au moyen de cet outil. La première version de Recov'Heat a été mise à disposition gratuitement [164] pour un grand nombre d'utilisateurs.

Cependant, il existe encore deux limitations principales dans la version 1 de Recov'heat : i) le pas de temps et ii) l'absence de module de stockage d'énergie thermique. Tout d'abord, avec le pas de temps mensuel actuellement utilisé, la concomitance horaire (correspondance temporelle) entre la demande de chaleur et le potentiel de production est alors idéalisée à 100 %. Elle est également la même tous les jours du mois correspondant. Or, ceci est loin de la réalité, car certaines consommations telles que l'ECS sont liées à l'occupation, donc très dépendantes du temps. D'autres besoins comme le chauffage collectif dépendent de la température. L'hypothèse d'une concomitance journalière à 100 % signifie donc un stockage tampon parfait en toute saison (même en cas d'hiver rigoureux avec une forte demande de chaleur). La deuxième préoccupation est l'absence d'un module de stockage (TES, pour Thermal Energy Storage) pouvant décaler la production de chaleur excédentaire d'une journée à l'autre. Selon notre précédente étude d'incertitude [165], l'erreur relative entre l'estimation du modèle et les données sur site peut atteindre 189 % dans le cas d'une UIOM située à Thiverval-Grignon, en France. Pour réduire cette erreur, un module TES sera ajouté à la version 2 de Recov'Heat. Par conséquent, le pas de calcul journalier est ramené à un pas horaire.

5.1.1 Importance du stockage

Bien qu'étant abondantes, les différentes sources renouvelables et récupérables sont peu ou mal exploitées. Plusieurs raisons en sont la cause. Tout d'abord, l'estimation de la disponibilité de la chaleur fatale se fait avec une marge d'erreur qui reste élevée. Selon les études de Brueckner [166], lorsqu'une estimation du potentiel des ressources caloriques fatales est réalisée (valeur physique), elle n'est pas la même en pratique (valeur technique). Il s'agit là d'une première baisse de valeur. Ensuite, ce résultat technique est encadré par une valeur économique réalisable. L'approche « top-down » (du maximum au minimum) largement utilisée dans certaines études [167], tend à surestimer la quantité d'énergie disponible. Ensuite, une autre cause est la distance et les problèmes de décalage temporel des sources fatales par rapport aux besoins. Ces éléments en font alors des sources dont la disponibilité est surestimée. Dans la pratique, les sources d'énergie fatale sont disponibles soit loin des quartiers

5.1 Introduction

résidentiels, soit à proximité de ces quartiers mais de façon intermittente. Par conséquent, l'existence de projets où la demande d'énergie est en parfaite simultanéité avec la source reste rare. La figure 5.1 illustre les différents cas techniques rencontrés et pouvant être améliorés.

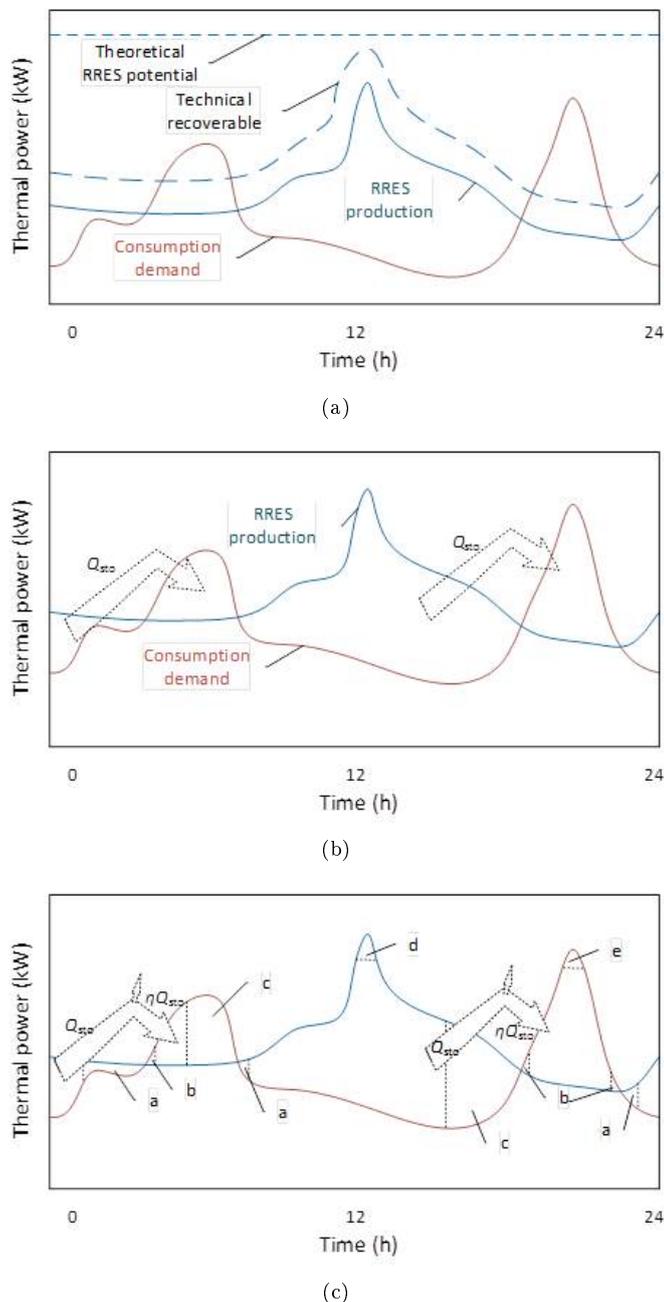


FIGURE 5.1 – Estimation du potentiel de récupération de chaleur fatale avec différents niveaux de précision

(a) *Non-simultanéité entre la production et la demande* (b) *Importance du stockage dans la couverture des besoins* (c) *Différents paramètres encadrant le stockage d'énergie thermique*

Le caractère intermittent de la source et le caractère fluctuant des demandes d'énergie peuvent être représentés sur la figure 5.1a. En présence d'un fort potentiel d'énergie fatale récupérable et intégrable dans le réseau de chaleur urbain (RCU), un TES idéal peut décaler l'excédent pour la consommation ultérieure, comme le montre la figure 5.1b. Le cas idéal suppose que le TES est en mesure de stocker la production excédentaire d'énergie et de la restituer (sans pertes) plus tard

5.1 Introduction

lorsque la demande dépasse la production. La part de l'énergie durable dans la consommation totale annuelle d'énergie peut s'approcher de la valeur du potentiel maximal. Pour être plus réaliste, compte tenu de la capacité de TES et de l'efficacité du stockage η (part d'énergie stockée réellement par rapport à l'énergie récupérée), une analyse réelle devrait être effectuée comme l'explique la figure 5.1c. Dans cette analyse détaillée, la contrainte fixée par la limitation de la puissance de charge et de décharge (illustrée en a / b / d / e sur la figure), la limitation de la capacité (représentée en c) devraient également être prises en compte. Malheureusement, peu d'études ont abordé la question de la fluctuation tant du point de vue des sources fatales que du côté de la demande en cas d'intégration de sources renouvelables et/ou récupérables en milieu urbain.

L'objectif de cette étude est d'analyser l'influence de l'intégration de TES dans la réalisation des projets d'énergie renouvelable et/ou de récupération/valorisation de chaleur fatale dans le RCU. Pour cette partie, la production comprend 4 types de sources et la demande est représentée par les consommations de chauffage et d'ECS dans un cas de 800 logements résidentiels. Les principaux critères de comparaison sont le taux annuel de couverture des besoins par les énergies renouvelables et de récupération, le taux de récupération, etc. Une attention particulière sera accordée à la capacité du système de stockage et à son influence sur certains paramètres. Ces derniers sont la performance annuelle en termes de part de source d'énergie renouvelable et/ou de récupération (RRES, pour Renewable and Recovery Energy Sources) dans la couverture de la demande totale et le ratio de récupération par rapport aux sources de chaleur fatale présentes dans le mix étudié. Une comparaison est également faite entre le stockage direct d'ECS et le stockage indirect à travers les matériaux à changement de phase (MCP).

5.1.2 Les principales caractéristiques techniques des systèmes TES et la stratégie d'intégration du module de stockage au réseau de chaleur

Il est important de noter tout d'abord qu'il est question ici d'un module de stockage. Ceci étant, il est constitué de différents éléments comme indiqués sur la figure 5.2.

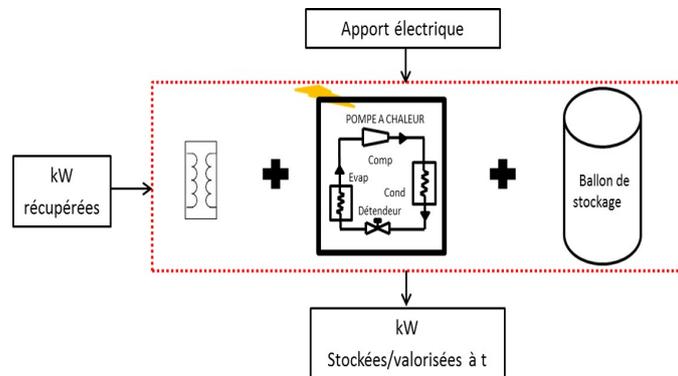


FIGURE 5.2 – Module de stockage

Le module est donc essentiellement basé sur des flux de puissance et d'énergie. Il est composé d'un échangeur, d'une pompe à chaleur selon les cas, du moyen de stockage (ballon ou MCP). En cas de stockage thermique à basse température, la présence de PAC est nécessaire soit en amont, soit en aval du module TES. Ainsi, la température utile peut être considérée comme étant la température ambiante. C'est cette température qui est prise en compte dans le modèle en cas d'une décharge totale du TES. La chaleur absorbée à l'évaporateur de la PAC est considérée comme énergie déchargée, l'énergie électrique consommée par la PAC sera prise en compte dans la consommation électrique des auxiliaires, inévitable pour le fonctionnement des pompes de circulation. Pour les systèmes TES, les caractéristiques suivantes seront considérées comme pertinentes pour cette étude : i) Capacité de stockage d'énergie, Q_{TES} ; ii) Durée de stockage ; iii) Puissance de charge et de décharge, \dot{Q}_{cha} et \dot{Q}_{discha} ; et iv) Efficacité de stockage, η .

Pour un TES sensible, sa capacité Q_{TES} peut être obtenue directement en multipliant le volume

5.1 Introduction

de stockage V_{TES} , la densité moyenne de stockage de chaleur ρ et sa capacité calorifique C_p :

$$Q_{\text{TES}} = \rho C_p V_{\text{TES}} (T_{\text{sto}} - T_{\text{amb}}) \quad (5.1)$$

Où T_{sto} et T_{amb} sont respectivement la température de stockage en mode charge et la température ambiante. Dans le cas de TES indirect utilisant des MCP, la capacité de stockage intègre la variation d'enthalpie lors du processus de changement de phase, en plus du stockage d'énergie sensible :

$$Q_{\text{TES}} = \rho C_p V_{\text{TES}} (T_{\text{sto}} - T_{\text{amb}}) + \rho V_{\text{TES}} \Delta H \quad (5.2)$$

Où ΔH représente la variation d'enthalpie massique de MCP, [kJ/kg]. A titre de comparaison, à volume identique, un système de stockage indirect basé sur MCP dispose généralement d'une capacité d'énergie supérieure à celle avec un stockage direct. En d'autres termes, la même capacité d'énergie nécessite un volume de stockage plus petit dans le cas de MCP. Une autre caractéristique importante est la puissance de charge et de décharge d'énergie, en particulier pour les systèmes de stockage indirects. Pour les TES directs (sensibles), les puissances de charge et de décharge sont liées aux débits de la pompe et à la température moyenne de stockage. Cependant, les TES indirects tels que les systèmes incorporant les puissances de MCP, de charge et de décharge, peuvent être limités par l'échange thermique entre le fluide de transfert de chaleur (HTF, pour Heat Thermal Fluid) et le matériau de stockage utilisé. Les Eq. (5.3) et Eq. (5.4) correspondent respectivement aux équations de charge pour les systèmes TES directs et indirects.

$$\dot{Q}_{cha,dir} = \rho c_p \dot{V}_{cha} (T_{\text{sto}} - T_{\text{amb}}) \quad (5.3)$$

$$\dot{Q}_{cha,indir} = H A_{\text{inner}} \cdot (T_{\text{HTF}} - T_{\text{sto}}) \quad (5.4)$$

D'après les expressions précédentes, pour les systèmes TES directs tels que le stockage dans les ballons ou en aquifères, leurs puissances de charge ou de décharge sont limitées uniquement par le débit de circulation de la pompe \dot{V} . Cependant, pour les systèmes indirects tels que le stockage MCP ou souterrain (utilisant le sol comme matériau de stockage), la puissance de charge spécifique est étroitement influencée par le coefficient d'échange de chaleur H ainsi que par la surface interne (A_{inner}) de transfert de chaleur entre HTF et le matériau de stockage utilisé.

Un autre paramètre important, en l'occurrence l'efficacité du stockage thermique, est défini comme étant le rapport de l'énergie utile déchargée Q_{discha} sur l'énergie chargée dans le volume de stockage Q_{cha} à travers l'équation ci-après.

$$\eta_{\text{TES}} = \frac{Q_{\text{discha}}}{Q_{\text{cha}}} = \frac{\int_0^t \dot{Q}_{\text{discha}}}{\int_0^t \dot{Q}_{\text{cha}}} \quad (5.5)$$

Les puissances de charge et de décharge sont très dépendantes du temps d'une part, et soumis à la non-simultanéité entre la demande et la production d'autre part. Ainsi, l'équation Eq. (5.5) montre qu'une fonction intégrale est appliquée à \dot{Q}_{cha} et \dot{Q}_{discha} . Par conséquent, la durée de stockage reste aléatoire puisque le TES n'est pas nécessairement déstocké dans sa totalité avant le cycle suivant. Pour une analyse annuelle, l'intégrale est sur 8760 h.

Il convient de noter que la perte d'énergie d'un système TES dépend de sa durée de stockage ainsi que de la puissance perdue \dot{Q}_{loss} exprimée à l'équation Eq. (5.6) :

$$Q_{\text{loss}} = \int_0^t \dot{Q}_{\text{loss}} = \int_0^t U A_{\text{outer}} (T_{\text{sto}} - T_{\text{amb}}) \quad (5.6)$$

Où T_{sto} et T_{amb} sont respectivement la température de stockage en mode charge et la température ambiante. Cette expression reste applicable pour les systèmes de stockage sensibles et latents.

Enfin, le taux de conservation d'énergie pendant la charge et celui pendant la décharge, intégrant les consommations d'auxiliaires, peuvent être caractérisés par un rapport sans dimension ϵ . Pendant la charge, ce taux est le rapport entre la puissance thermique réellement stockée et le surplus de la puissance produite après consommation. Le même rapport est appliqué au processus de décharge, c'est-à-dire entre la puissance réellement distribuée aux consommateurs et la puissance réellement déstockée.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{into TES}}}{\dot{Q}_{\text{from source}}} \text{ en mode charge} \quad (5.7)$$

5.1 Introduction

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{to demand}}}{\dot{Q}_{\text{from TES}}} \text{ en mode décharge} \quad (5.8)$$

Le module de stockage de chaleur est fait de sorte à être compatible à Recov'Heat, outil d'estimation présenté au chapitre. Le stockage peut donc se faire à basse ou haute température. Plusieurs options sont envisageables comme le montre la Figure 5.3.

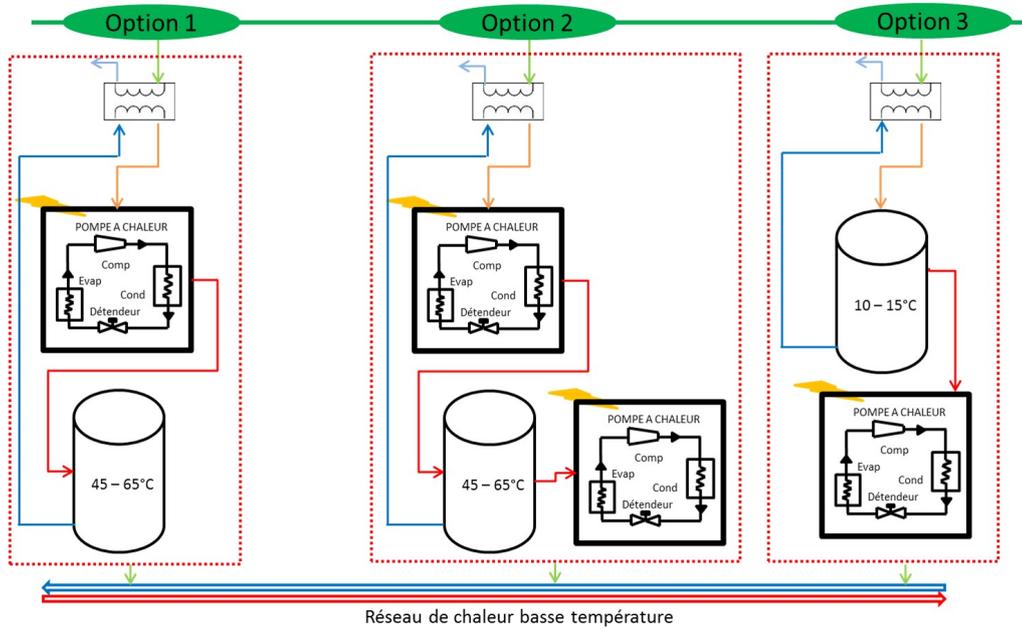


FIGURE 5.3 – Stratégies d'intégration du module de stockage dans le réseau de chaleur

Les stratégies proposent trois options différentes. Dans tous les cas, les mêmes composants sont utilisés. Avec les options 1 et 3 où il s'agit de la basse température, dans le cas des eaux usées par exemple, la chaleur récupérée est soit stockée à basse température et réchauffée ensuite avant d'être distribuée au réseau, soit elle est augmentée en température directement et stockée par la suite avant la distribution. Dans le cas d'une production à haute température, une seconde PAC est nécessaire (option 2).

5.1.3 Influence de l'échelle des installations – Avantage au grand volume

Pour le cas du stockage sensible, les TES à haute capacité nécessitent un volume de stockage important, ce qui entraîne également une faible perte d'énergie. L'explication principale à cette faible quantité de perte est donnée par la qualité de l'isolation et aussi à une loi d'échelle physique favorable. En effet un rapport Volume/Surface qui est favorable dans le cas de grands volumes, l'énergie stockée étant proportionnelle au volume et l'énergie perdue étant proportionnelle à la surface. Ce rapport Volume/Surface apparaît clairement dans l'équation (5.9). La qualité de l'isolation est démontrée par la relation entre le coefficient de perte de chaleur (UA) et la différence de température entre le volume de stockage et l'ambient. Mis ensemble, ces paramètres constituent la puissance perdue (\dot{Q}_{loss}) par le système de stockage. D'autre part, l'énergie thermique stockée (Q_{cha}) pour un TES sensible pourrait être obtenue par le produit entre la densité et la capacité calorifique du fluide de stockage, le volume de stockage ainsi que la différence de température entre la température initiale (ici supposée être la même que l'ambiance) et la température de stockage. La perte d'énergie spécifique, parfois appelée coefficient de perte thermique [168], pourrait être exprimée par l'équation présentée en Eq. (5.9) :

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{loss}}}{Q_{\text{cha}}} = \frac{UA_{\text{outer}}(T_{\text{sto}} - T_{\text{amb}})}{\rho c_p V_{\text{sto}}(T_{\text{sto}} - T_{\text{amb}})} = \frac{U}{\rho c_p} \cdot \frac{A_{\text{outer}}}{V_{\text{sto}}} \quad (5.9)$$

5.1 Introduction

Le taux de perte d'énergie spécifique est plus faible pour les systèmes TES ou ATES (Aquifer Thermal Energy Storage) à grande échelle par rapport aux petits TES avec de petits ballons. En effet, l'équation Eq. (5.9) montre que le taux de perte d'énergie spécifique est proportionnel au rapport $\frac{A_{outer}}{V_{sto}}$, représentant la surface de l'isolation par unité de volume de stockage. Ce ratio diminue avec l'augmentation du volume de TES [169]. On parle d'effet ou d'influence de l'échelle.

Dans cette étude, le coefficient horaire de perte de chaleur ($1-\varepsilon$) est compris entre 0,9992 et 0,9997 ; ce qui correspond à des volumes de stockage allant de 5 m³ à 100 m³. On peut également interpréter ces chiffres comme des coefficients de perte thermique ε de 0,08 % par heure et de 0,03 % par heure, respectivement. La détermination de ces valeurs est basée sur des hypothèses de ballons de stockage de forme cylindrique entièrement remplis avec un rapport hauteur sur diamètre (H/D) égal à 2. En effet, plus H/D est élevé (tendance aux ballons verticaux), moins il y a de pertes car la surface d'échange avec l'extérieur est moins importante. Pour se rapprocher encore d'un cas parfait, ce rapport pourrait évoluer. Ainsi, les études expérimentales de Lavan et Thompson proposent des valeurs allant jusqu'à 4 pour garantir un compromis entre performances et coût [170]. Les autres hypothèses sont le coefficient de transfert de chaleur U qui a une valeur de 0,28 W/(m²·K⁻¹), les valeurs constantes de température de stockage et température ambiante sont respectivement de 65 °C et 10 °C. Le coefficient de perte de chaleur hebdomadaire accumulé varie de 87 % à 98 % en fonction du volume de stockage, car le stockage à grand volume est plus efficace grâce à l'effet d'échelle abordé précédemment.

5.1.4 Nécessité d'améliorer le transfert de chaleur pour les TES indirects

Les puissances de charge et de décharge d'énergie déterminent la flexibilité du système de stockage. A cet effet, il est souhaitable d'avoir des valeurs suffisamment ajustables. Le ratio reliant la puissance de charge à la capacité de stockage, nommé taux de charge et de décharge spécifique, γ , peut être utilisé pour représenter la flexibilité. Il est défini par l'équation (5.10) :

$$\gamma = \frac{\dot{Q}_{cha}}{Q_{TES}} \quad (5.10)$$

Comme évoqué précédemment, le processus de stockage et de déstockage pour les TES direct et indirect présentent certaines limites sous l'influence de paramètres que nous pourrions mieux analyser à partir des équations Eq. (5.11) et Eq. (5.12) liées à leur taux de charge/décharge.

$$\gamma_{dir} = \frac{\dot{Q}_{cha}}{Q_{TES}} = \frac{\dot{V}_{cha}}{V_{TES}} \quad (5.11)$$

$$\gamma_{indir} = \frac{\dot{Q}_{cha}}{Q_{TES}} = \frac{H}{\rho c_p} \cdot \frac{(T_{HTF} - T_{sto})}{(T_{sto} - T_{amb})} \cdot \frac{A_{inner}}{V_{TES}} \quad (5.12)$$

Le ratio {Surface interne de transfert} / {Volume de stockage} $\frac{A_{inner}}{V_{sto}}$ influe directement sur le taux de charge de manière proportionnelle dans le cas des TES indirects. Il est donc nécessaire d'améliorer les technologies de transfert de chaleur. Pour les systèmes TES directs, la puissance de charge ou de décharge est limitée uniquement par le débit de la pompe de circulation noté \dot{V} . La valeur de ce débit peut être réglée dans la limite des conditions nominales par un circulateur à débit variable. Pour les systèmes indirects, le taux de charge spécifique dépend fortement du coefficient d'échange de chaleur H ainsi que de la surface interne d'échange de chaleur entre le fluide de transfert de chaleur et le matériau de stockage, A_{inner} . Certaines études se sont penchées sur la question. C'est le cas de l'optimisation du contact entre le HTF et le MCP, par exemple par configuration de contact direct ([171], [172]), ou par la maximisation des serpentins de transfert de chaleur [173], en ajoutant des ailettes d'amélioration du transfert de la chaleur [174], ou une mousse métallique [175].

En résumé, on s'attend à ce que les systèmes TES efficaces aient, d'une part, un taux élevé de charge et de décharge spécifique γ pour une meilleure flexibilité et, d'autre part, un faible taux de perte d'énergie spécifique ε assurant la conservation d'énergie. Les deux paramètres sont étudiés dans notre modèle.

5.2 Modèle d'intégration de TES dans les RRES

Le modèle est basé essentiellement sur un flux d'énergie avec un pas de temps horaire. Cette simplification est faite pour éviter de construire un programme détaillé de simulation dynamique, mais de développer un outil simple permettant l'obtention rapide de résultats globaux afin d'aider à la prise de décision. Ainsi, aucun débit, aucune température ou un quelconque système de contrôle n'est considéré dans l'algorithme actuel. Cependant, nous prenons en considération les pertes de chaleur dans le TES, ainsi que ses limites de charge/ décharge pendant la production ou les pics de demande.

5.2.1 Les paramètres du modèle de stockage

Pour les TES directs et indirects, six capacités de stockage sont étudiées. Le critère de dimensionnement est basé sur la puissance annuelle maximale sollicitée qui vaut 10 686 kW. Ainsi, en appliquant à cette valeur des ratios allant de 0,03 à 0,57, nous obtenons la valeur de chacune des six capacités de TES. Cela signifie qu'en cas de pic de demande (généralement en période de grand froid), le stockage pourrait satisfaire les besoins pendant quelques minutes (0,03 h), voire une demi-heure (0,57 h) dans le cas d'une production RRES nulle. Cependant, la plupart du temps, la décharge de l'énergie stockée est supposée être capable d'assurer la couverture des besoins au-delà de cette durée car ces derniers sont bien inférieurs avant et après le pic. Ceci étant, un cas avec une disponibilité de stockage nulle et un cas idéal sont également modélisés. Pour le cas idéal, le potentiel RRES annuel est censé être entièrement consommé par les clients (capacité de stockage illimitée et perte négligeable pendant la charge et la décharge ainsi que pendant toute la phase de standby du stockage).

Physiquement, les valeurs de capacité énergétique ci-dessus correspondent à des volumes de stockage allant de 5 à 100 m³ d'eau chauffée de 10 °C à 65 °C. Pour prendre en compte l'influence de la stratification qui pourrait impacter la disponibilité de l'eau à la température souhaitée, un facteur de surdimensionnement du volume est rajouté. Il est égal à 0,95. En ce qui concerne les TES indirects utilisant des MCP, le volume de stockage varie proportionnellement de 4 à 75 m³ avec l'augmentation de la capacité de stockage qui est fonction de la variation de l'enthalpie de changement de phase.

Des puissances minimales et maximales de charge ou de décharge vers et depuis un TES sont également prises en compte. Dans le modèle décrit, ils sont définis comme des fonctions de la capacité de TES. Pour les TES directs, la puissance de charge minimale correspond à 2 % de la capacité de stockage tandis que la valeur maximale quant à elle, est de 98 % de cette même capacité. En d'autres termes, pour des puissances de charge inférieure à la puissance max, la charge intégrale du volume de stockage initialement vide nécessitera 0,98 heure. Cependant, avec la puissance de charge minimale, la charge du volume de TES dans sa totalité nécessitera 50 h. Pendant cette phase, il y a une part d'énergie excédentaire quand la puissance d'entrée est soit trop faible soit trop élevée. En effet, lorsqu'elle est très élevée, l'énergie est stockée à hauteur du seuil de la puissance maximale. Tandis que lorsqu'elle est très faible, en-dessous du seuil de la puissance minimale, l'énergie ne sera pas stockée quand bien même le volume de TES n'est pas entièrement rempli. Ces hypothèses établies pour le processus de charge sont applicables à celui de la décharge. Ainsi, les équations ci-après présentent le calcul des puissances min et max dans les 2 cas.

$$\dot{Q}_{\min} \leq \dot{Q}_{\text{cha}} \leq \dot{Q}_{\max} \quad (5.13)$$

$$\dot{Q}_{\min} \leq \dot{Q}_{\text{discha}} \leq \dot{Q}_{\max} \quad (5.14)$$

$$\dot{Q}_{\min} = \gamma_{\min} Q_{\text{TES}} \quad (5.15)$$

$$\dot{Q}_{\max} = \gamma_{\max} Q_{\text{TES}} \quad (5.16)$$

$$\gamma_{\max, \text{dir}} = 0,98, \gamma_{\min, \text{dir}} = 0,02 \quad (5.17)$$

Pour les TES indirects, leurs puissances minimales et maximales dans le cas de la charge et de la décharge sont définies avec 2 % (pour le seuil minimal) et 25 % (pour le seuil maximal) de la capacité de TES correspondante. Contrairement au TES direct, la valeur de la puissance de charge maximale donne plus de limitation à la fonctionnalité de TES en raison d'un échange de chaleur inefficace entre le HTF et le matériau de stockage. Le seuil défini à hauteur de 25 % de la capacité, est obtenu à partir de l'analyse des résultats expérimentaux rapportés par Wang et al., 2014 [172]. Cette étude a

5.2 Modèle d'intégration de TES dans les RRES

permis de montrer qu'une puissance de charge de 2,287 kW a été observée pour un stockage de 9,15 kWh correspondant à 74 kg de MCP (alcool de sucre, érythritol).

$$\gamma_{max, indir} = 0,25, \gamma_{min, indir} = 0,02 \quad (5.18)$$

Le taux de conservation d'énergie ϵ pendant la charge ou la décharge est supposé être égal à 0,98 en prenant en compte les pertes thermiques et la consommation d'énergie des auxiliaires au cours de ces 2 processus. Cette valeur est la même pour les systèmes directs et indirects ($\epsilon_{(cha)} = \epsilon_{(discha)} = 0,98$). Ce taux est également lié à la puissance minimale de charge ou de décharge. En effet, le ratio de 0,02 utilisé pour déterminer le seuil minimal de charge ou de décharge, représente aussi les pertes dues au transfert de chaleur et à la consommation des auxiliaires. Ainsi, la valeur de 0,98 est obtenue pour le taux de conservation d'énergie.

Les différents paramètres des deux systèmes de stockage sont répertoriés dans le Tableau 5.1 ci-après.

Tableau 5.1 – Caractéristiques des systèmes de stockage directs et indirects

Types	Volume (V_{TES} , m^3)	Capacité (Q_{TES} , kWh)	Matériau	T° de stockage (°C)	Taux spécifiques		
					Puiss max cha/discha (γ_{max})	Puiss min cha/discha (γ_{min})	Conservation d'énergie cha/discha (ϵ)
Direct	5...100	299...6091	Water	[10, 65]	0,98	0,02	0,98
Indirect	4...75		PCM		0,25	0,02	0,98

5.2.2 Organigramme du modèle de stockage

Le modèle nécessite en entrée deux principaux paramètres qui sont les besoins énergétiques et les différentes valeurs de potentiels de RRES à pas horaire et sur une année (soit 8760 valeurs). Des paramètres supplémentaires liés essentiellement aux caractéristiques du TES tels que son dimensionnement et le type (direct ou indirect) sont considérés en entrée du modèle une fois les besoins et potentiels renseignés. Quant à la sortie du modèle, les paramètres obtenus sont la fraction annuelle de RRES, les taux de récupération d'énergie récupérée. Autrement dit, le taux de récupération d'énergie récupérée est le taux de valorisation du potentiel énergétique récupérable/renouvelable.

5.2 Modèle d'intégration de TES dans les RRES

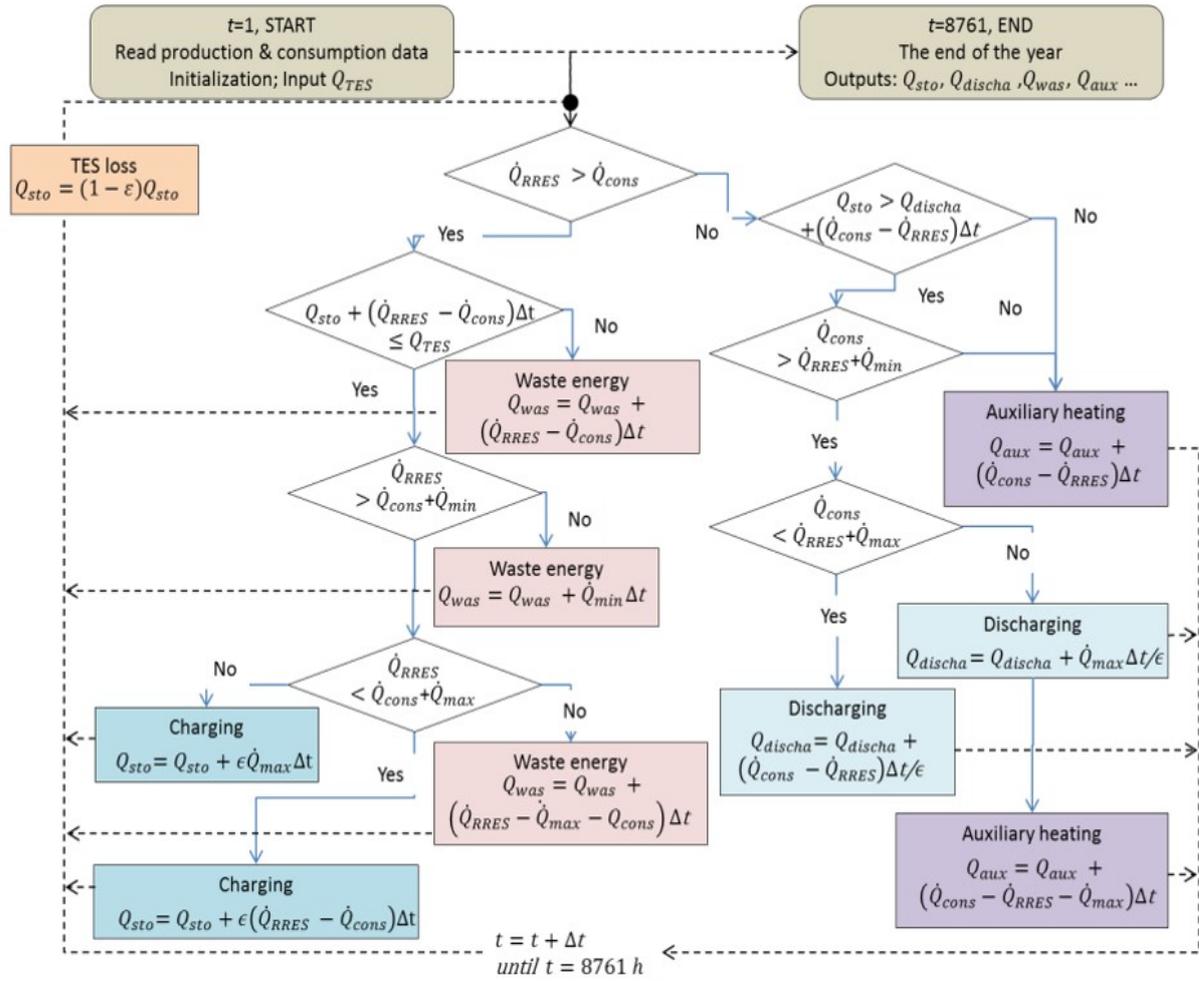


FIGURE 5.4 – Organigramme général du modèle

Le fonctionnement du modèle est à pas horaire : pour chaque heure, le potentiel de production de RRES est mis au regard des besoins énergétiques. Dans le cas où la production est supérieure aux besoins thermiques, le modèle vérifie chacune des trois conditions suivantes : i) la capacité de stockage offre-t-elle une disponibilité pour la charge? ii) la puissance de charge est-elle supérieure au seuil minimal de charge pour la capacité de stockage correspondante? iii) la puissance de charge est-elle inférieure à la puissance de charge maximale propre à la capacité concernée? Une fois toutes ces conditions vérifiées, si elles sont satisfaites, l'énergie excédentaire (après consommation) est chargée dans le TES. Dans le cas contraire, une partie ou la totalité de cet excédent est enregistrée comme étant une énergie perdue. Cette énergie perdue est toutefois identifiée, classée et enregistrée par le modèle dans une des rubriques suivantes : i) pertes pour raison de capacité limitée, ii) pertes pour raison de puissance de charge faible, inférieure à P_{min} , iii) pertes pour raison de puissance de charge élevée, supérieure à P_{max} .

Dans le cas où le potentiel de production est inférieur aux besoins de chaleur, le modèle fait les vérifications suivantes : i) le TES est-il chargé, entièrement ou partiellement? ii) la puissance à décharger est-elle supérieure au seuil minimal de décharge propre à la capacité de stockage? iii) la puissance à décharger est-elle inférieure au seuil maximal de décharge de la capacité de stockage correspondante? Si les conditions sont respectées, le modèle autorise la décharge. Dans le cas contraire, le modèle déclenche une chaudière à gaz qui va apporter l'énergie nécessaire manquante. Lorsque la production de RRES est insuffisante ainsi que l'énergie déstockée, l'approvisionnement en chaleur se fait parfaitement car la chaudière fonctionne avec un rendement supposé de 100 %. Cette valeur est raisonnable, car observable dans le cas des chaudières gaz à condensation. Toutefois, ce facteur

n'influence pas l'analyse des résultats qui suivent.

5.2.3 Critères d'évaluation

Plusieurs critères d'évaluation sont considérés dans cette étude. Ils concernent soit le potentiel de RRES, soit le système TES lui-même. Ils sont analysés bien évidemment en fonction des besoins. Tout d'abord, la fraction RRES (f_{RRES}), ou taux de couverture des besoins par les énergies renouvelables ou de récupération. f_{RRES} , donne des informations nécessaires à une étude de faisabilité liant l'aspect technique à la possibilité économique. Elle est définie comme étant le rapport entre la part d'énergie annuelle renouvelable et/ou de récupération contenue dans l'énergie annuelle consommée sur l'énergie annuelle consommée. Sa valeur est fonction du dimensionnement du système de stockage. Dans le cas où le TES n'est pas disponible, cette fraction est notée f_{RRES0} . Ensuite, il y a la fraction f_{RRESi} . Elle correspond au cas idéal entre le potentiel de RRES et la consommation. Ici, la production d'énergie renouvelable et/ou récupérable est transférée dans sa totalité aux besoins. Cela signifie que le TES est en mesure de stocker la totalité de l'excédent sans aucune contrainte et les pertes thermiques sont négligées. Ainsi, seul l'apport d'un éventuel appoint est intégré dans l'équation de calcul de cette fraction, comme présenté en Eq. (5.20). Le coefficient de concomitance est compris entre 0 et 1. Il correspond à $1-f_{RRES}$. Enfin, pour justifier l'investissement dans l'intégration d'un système TES dans la récupération d'énergie, le nombre de cycles de fonctionnement effectif est analysé. Il est défini comme étant le rapport de l'énergie annuelle déstockée sur la capacité du système de TES correspondante. Il est noté N_{TES} et donne des précisions sur le nombre de fois où le système de TES a été sollicité. 365 cycles par an représentent une disposition « production – consommation » équivalant à un stockage journalier. Ainsi, N_{TES} aura des valeurs plus petites si la disposition est favorable à un mode de stockage plus long. Le stockage saisonnier a par exemple une valeur de N_{TES} qui vaut 1. Cela signifie donc que le nombre de cycles augmente avec la quantité d'énergie déstockée par unité d'investissement [176].

Les équations Eq. (5.19) à Eq. (5.20) décrivent les paramètres présentés précédemment.

$$f_{RRESi} = \frac{Q_{RRES}}{Q_{demand}} \quad (5.19)$$

$$f_{RRES} = \frac{Q_{demand} - Q_{boiler}}{Q_{demand}} \quad (5.20)$$

$$N_{TES} = \frac{Q_{discha}}{Q_{TES}} \quad (5.21)$$

Un quatrième critère d'évaluation, noté RR, définit la quantité d'énergie récupérée par rapport au potentiel de récupération total annuel. Il est considéré comme étant le taux de récupération effectif de la source étudiée.

$$RR = \frac{Q_{RRES} - Q_{Pmin} - Q_{Pmax} - Q_{cap}}{Q_{RRES}} \quad (5.22)$$

Où Q_{RRES} est le potentiel total de récupération annuel. Il est exprimé en kWh.

Q_{Pmin} , Q_{Pmax} et Q_{cap} , représentent l'énergie perdue respectivement pour l'une des raisons suivantes : i) la puissance générée est inférieure à la puissance minimale de stockage, donc pas de stockage, Q_{Pmin} ; ii) la puissance de RRES est supérieure à la puissance maximale de charge, la puissance supplémentaire est alors perdue, Q_{Pmax} . La charge est faite à hauteur de P_{max} ; iii) la capacité de stockage est atteinte, toute production supplémentaire n'est plus stockée, Q_{cap} .

5.3 Récupération de l'énergie fatale en milieu urbain : Sources et besoins

En milieu urbain, la chaleur fatale est récupérable à l'issue de divers procédés. C'est le cas dans les eaux usées, les usines d'incinération de déchets, les laveries industrielles, etc. Le chapitre 2 de ces travaux de thèse nous a démontré que ces sources peuvent être très distinctes en termes de niveau de température et de fluide caloporteur. Sachant que selon les aspects de localisation qui impactent sur la distance entre les sources et les différents types de demande, ainsi que la problématique de la

variabilité temporelle des sources, la production est à son tour très impactée par des caractéristiques de fluctuation à court, moyen ou long terme. Ceci étant, ces caractéristiques peuvent donner une orientation significative dans l'évaluation d'un projet. Plus précisément en ce qui concerne la localisation, la distance entre une source de récupération et les consommateurs d'énergie est cruciale pour la faisabilité d'un projet. Une très longue distance de distribution entraînera une densité d'énergie trop faible et un investissement initial élevé pour le RCU. L'efficacité du système sera par conséquent plus faible en raison des pertes de chaleur. Dans la plupart des cas, un RCU existant est essentiel pour un tel projet. Quelques fois, la chaleur fatale est consommée sur le même site de récupération pour alimenter d'autres systèmes en parallèle ou en constituant un cycle dans la chaîne de production. C'est l'exemple de la récupération d'énergie des eaux usées à l'intérieur ou en pied d'immeuble.

Rappelons-le, dans cette étude, quatre types de RRES sont étudiées. Ils comprennent deux sources de récupération, une source de cogénération, et une source renouvelable. Les sources de récupération sont issues des eaux usées provenant elles-mêmes des stations d'épuration (STEP) et de la chaleur issue de déchets après incinération en usine. La source renouvelable est une installation solaire thermique à grande échelle. L'installation de cogénération est considérée comme un projet de récupération de chaleur puisque l'énergie thermique co-générée n'est pas utilisée jusqu'à maintenant. Les quatre sources sont considérées comme suffisamment puissantes pour un projet de récupération dans un réseau de chaleur central (par rapport aux projets de récupération individuelle, à petite échelle).

Du côté de la demande, les courbes représentant les besoins de 800 logements ont été collectées. La demande comprend à la fois le chauffage et l'ECS, reliés par un RCU.

5.3.1 Les sources d'énergie renouvelables et récupérables en milieu urbain : 4 cas d'études

5.3.1.1 La chaleur fatale dans les eaux usées

Selon les résultats obtenus au chapitre 2, les principales caractéristiques techniques de la chaleur des eaux usées sont la température et le débit. Le projet de récupération sur eaux usées est situé à Paris, où les températures des eaux usées sont situées entre 10 °C et 30 °C. Un système de pompe à chaleur (PAC) est donc nécessaire pour satisfaire les besoins.

Dans cette étude, une connexion de 2 400 équivalents habitants a été utilisée pour l'estimation du potentiel ; soit 3 personnes en moyenne par logement, pour un total de 800 logements. Les variations de courbes annuelles et celles sur 2 jours de cette source sont indiquées à la Figure 5.5e et 5.5f.

5.3.1.2 Source UIOM

Bien que nécessitant une réglementation liée à l'énergie, la récupération/valorisation de la chaleur émanant de l'incinération a été mise en œuvre depuis plusieurs années. Cependant, la chaleur perdue est toujours présente dans la plupart des installations. Cela s'explique par au moins trois raisons : i) aucune demande d'énergie thermique pendant la saison haute et moyenne, ii) l'usine d'incinération est éloignée de la zone de demande ; ce qui rend difficile la construction d'un réseau de chaleur central et iii) les gaz d'échappement chauds et les résidus d'incinération ne sont pas toujours traités. On estime que 30 % à 70 % des pertes de chaleur peuvent être récupérées en utilisant un échangeur de chaleur gaz-liquide au niveau des gaz d'échappement qui sont à 180 °C.

Dans cette étude, une usine d'incinération de taille moyenne est considérée comme site de récupération. Ses variations de courbes annuelles et celles sur 2 jours sont indiquées à la Figure 5.5a et 5.5b

5.3.1.3 Le solaire thermique

On simule une production à partir du solaire thermique à grande échelle avec tube sous vide, à Paris. Sa superficie est de 16 000 m², orientée vers le sud avec une inclinaison de 30 °C. Pour simplifier les données obtenues et surtout homogénéiser les taux de couverture de besoins avec toutes les autres sources, nous supposons une efficacité globale de conversion de chaleur de 0,6 sur toute l'année. La courbe de production annuelle est ensuite obtenue en multipliant cette efficacité par des données horaires de rayonnement solaire de Meteonorm intégrées à TRNSYS [177]. L'estimation est basée sur des données statistiques à Paris et l'heure de démarrage du matin n'est pas prise en compte. La

5.3 Récupération de l'énergie fatale en milieu urbain : Sources et besoins

production solaire thermique spécifique prévue par an est de 673 kWh / m². Les courbes de variations annuelles et celles sur 2 jours de cette source sont indiquées Figure 5.5g et 5.5h.

5.3.1.4 La cogénération

La chaleur fatale d'un groupe électrogène peut être récupérée pour former un système de cogénération. Le pilotage actuel du groupe étant basé sur le besoin électrique, nous estimons la puissance thermique disponible à l'issue de la production électrique. Cette puissance thermique en sortie est censée être constamment sur sa valeur nominale, c'est-à-dire 4 000 kW. Le site n'étant actuellement pas utilisé pendant la période estivale (comme le montrent les Figures 5.5c et 5.5d), son potentiel de récupération est uniquement sur la période hivernale. Cependant, pour une commodité de comparaison avec toutes les sources, nous effectuons la même analyse annuelle dans le cas de la cogénération également.

5.3 Récupération de l'énergie fatale en milieu urbain : Sources et besoins

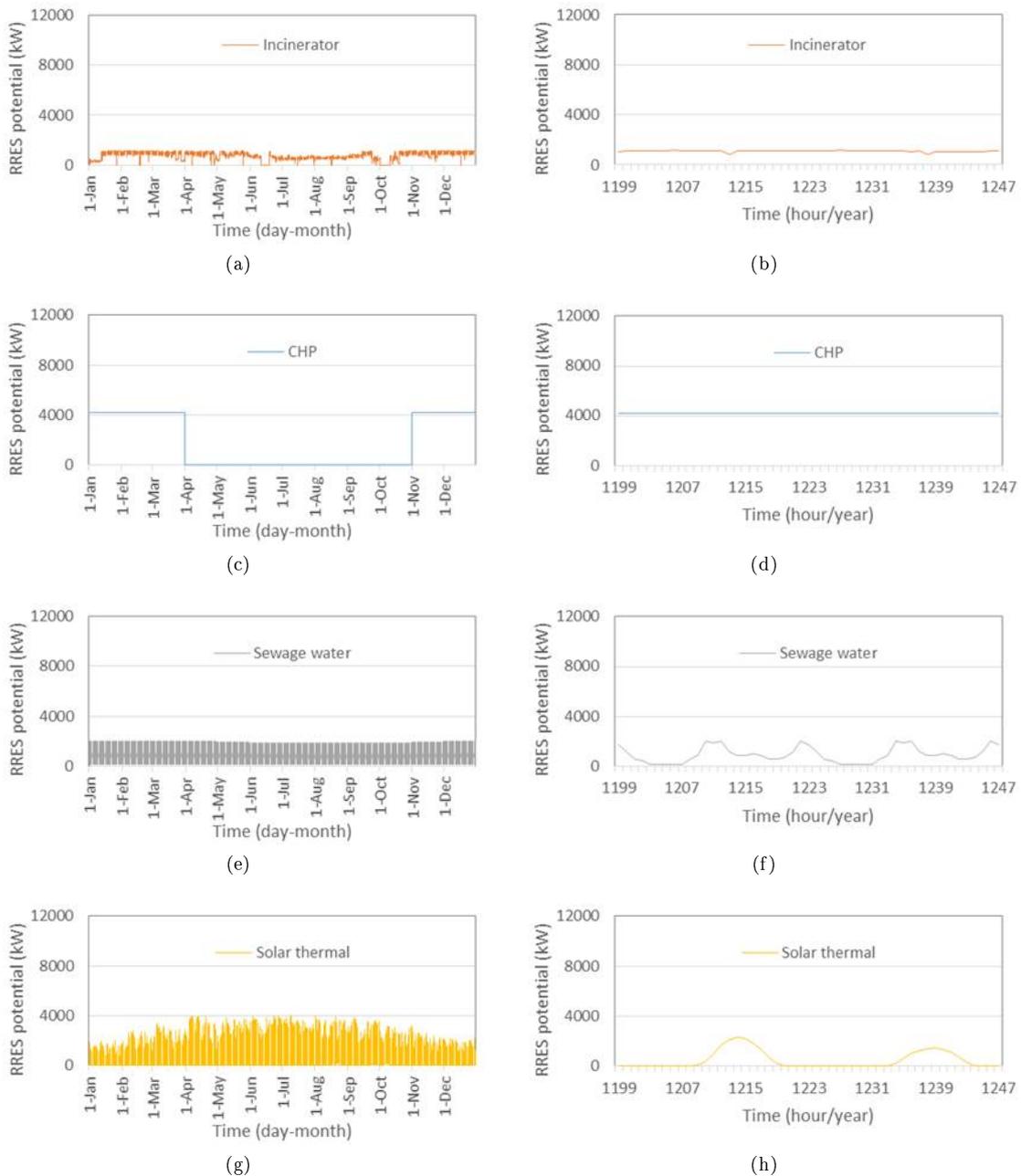


FIGURE 5.5 – Courbes de potentiel de récupération de 4 sources différentes

A gauche, a) à d) : Production annuelle (pas de temps mensuel) – A droite, e) à h) : Production journalière (pas de temps horaire), 2 jours en Février, soit 48h (20 & 21)

Pour chacune des quatre sources, le potentiel de production annuelle total est compris entre 10 671 et 10 878 MWh. Cette valeur correspond à une part idéale de 74,0 % à 75,5 % de la demande annuelle totale.

5.3.2 Estimation des besoins de chaleur

Comme mentionné précédemment, pour ce qui est des besoins de chaleur, 800 appartements multifamiliaux sont considérés comme de futurs clients. A titre de rappel, les demandes d'énergie comprennent le chauffage (centralisé) pendant les saisons froides et l'approvisionnement en ECS tout

au long de l'année. Nous supposons qu'ils sont connectés par un RCU central. Ces besoins de chaleur sont issus de données réelles d'une campagne de mesure.

5.3.2.1 Besoins de chauffage

Les 800 appartements sont caractéristiques des bâtiments résidentiels des années 1980 avec une réglementation de la performance énergétique moins contraignante au moment de la construction. Il est supposé qu'aucune rénovation n'a été réalisée depuis la construction. En outre, les apports internes de chaleur et l'influence du rayonnement solaire ne sont pas pris en compte. En conséquence, la courbe de la demande n'est qu'un produit de la valeur de la conductance du bâtiment et des valeurs horaires de l'écart entre la température désirée par rapport à la température ambiante ($T_{consigne} - T_{amb}$) à partir des données météorologiques soumises aux conditions climatiques de Paris [177].

5.3.2.2 Les profils de puisage d'eau chaude sanitaire

Très lié au comportement, le profil des besoins d'ECS à pas de temps horaire est pris en compte [165]. Les données sont obtenues par mesure sur site aux applications résidentielles. La demande totale quotidienne d'ECS est estimée à 115 m³ par jour, ce qui correspond à une moyenne de 144 L par jour et par famille. En raison de la variation saisonnière de la température de l'eau du réseau, la demande d'énergie pour les besoins d'ECS est plus élevée en hiver qu'en été.

Le profil annuel de consommation d'énergie totale étudiée et celui sur 2 jours sont présentés à la Figure 5.6a et 5.6c. Sur la Figure 5.6b et 5.6d sont présentés séparément les besoins d'ECS et de chauffage. La consommation totale de deux jours a été incluse pour refléter le caractère dynamique journalier. En termes de puissance de chauffage, la demande de pointe est de 10 686 kW, comme le montre la Figure 5.6a. Cela s'explique principalement par le chauffage de l'espace pendant une période très froide en février. Au quotidien, comme le montre la Figure 5.6c, la demande d'énergie se produit principalement entre 5h 00 et 23h 00 pendant la saison de chauffage. L'alimentation du chauffage est systématiquement arrêtée pendant les heures de nuit, et l'inertie du bâtiment peut permettre de conserver un environnement interne confortable de 23h 00 à 5h 00 le lendemain matin. En général, la demande de pointe apparaît dans la matinée vers 7h 00 lorsque la production d'énergie pour l'ECS et celle pour le chauffage fonctionnent respectivement à leur puissance plus élevée.

5.4 Résultats et discussions

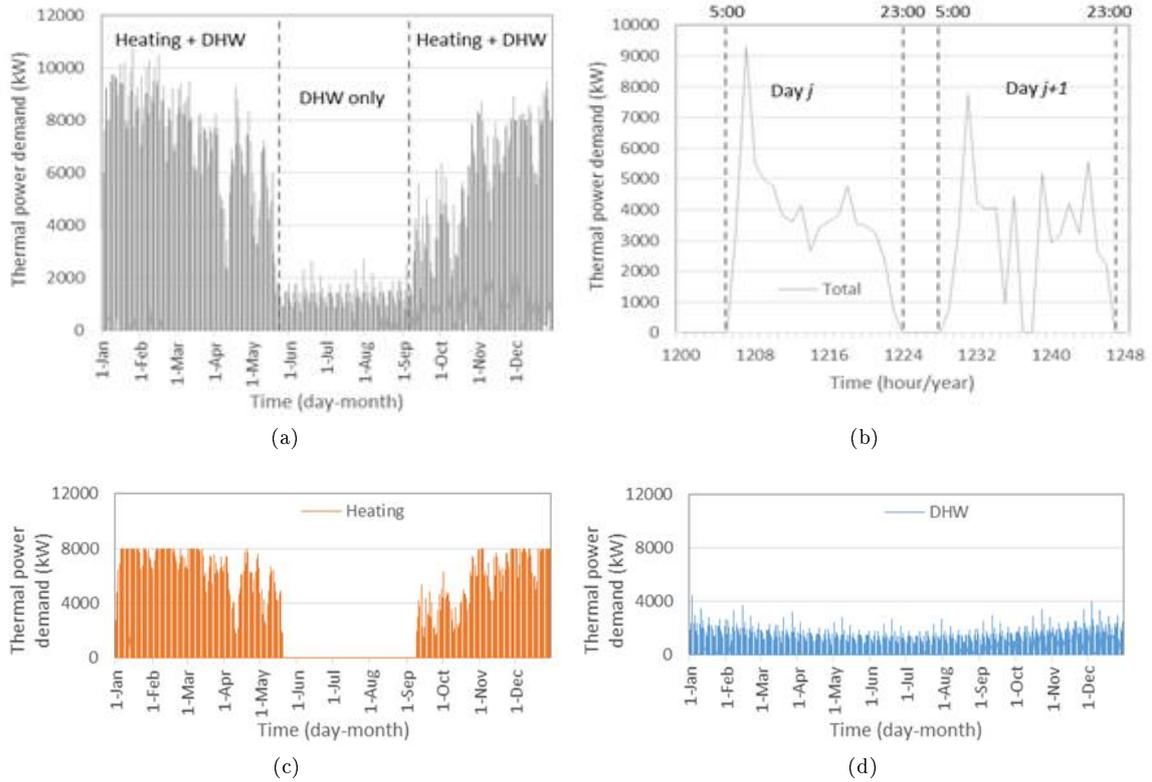


FIGURE 5.6 – Besoins thermiques de 800 logements soumis au climat de Paris

a) : Besoins thermiques annuels de chaleur (Chauffage + ECS) b) : Besoins thermiques chauffage et ECS les 20 & 21 février c) : Besoins thermiques annuels de chauffage d) : Besoins thermiques annuels d'ECS

La demande annuelle totale de chaleur considérée est de 14 416 MWh, répartie comme suit : 11 980 MWh pour les besoins de chauffage collectif et 2 435 MWh pour l’approvisionnement en ECS. Ces besoins étant de nature thermique, ils sont directement considérés comme étant des demandes d’énergie thermique primaire. Elles sont censées nécessiter le même niveau de température d’entrée. De ce fait, aucune PAC ou chaudière, individuelle n’est nécessaire. Nous pourrions effectuer des analyses annuelles de flux énergétiques grâce aux simplifications présentées précédemment.

5.4 Résultats et discussions

5.4.1 Impact de l’intégration de TES sur la fraction RRES et sur le taux de récupération

Pour des besoins identiques, on analyse pour différentes RRES l’évolution du taux de couverture f_{RRESi} . Sur la Figure 5.7 est donc présenté le taux de couverture des besoins par les énergies renouvelables et/ou de récupération f_{RRESi} en fonction du volume de stockage.

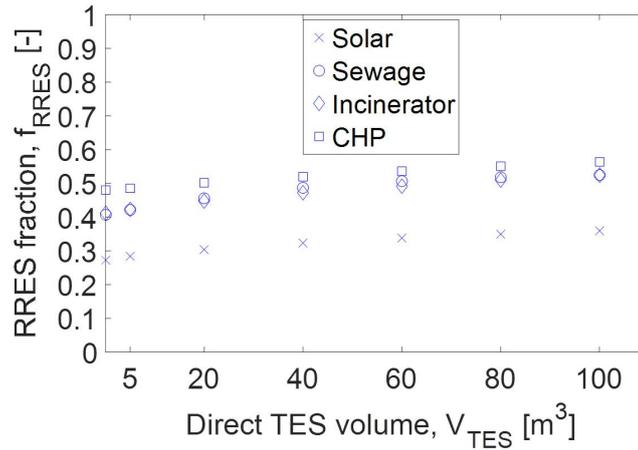


FIGURE 5.7 – Influence de la capacité de TES sur la fraction RRES pour les 4 sources et pour les mêmes besoins de chaleur

Sur la figure 5.7, nous remarquons une nette augmentation de la fraction de RRES avec l'intégration du TES. La part idéale de RRES dans la consommation avoisine 75 % ; ce qui est supérieure aux valeurs observées sur la Figure 5.7. Avec le plus grand volume de stockage, soit 100 m³, la fraction RRES est comprise entre 0,36 (solaire thermique) et 0,56 (cogénération). Les 2 valeurs restent inférieures à 75 %. Dans le cas où il n'y a pas de stockage, les valeurs f_{RRES0} pour toutes les sources sont inférieures à 50 %. Il en découle que pour de tels projets avec d'aussi faibles performances, il n'y a aucune chance d'éligibilité à une quelconque subvention. De surcroît, il y a même un risque d'interdiction de réalisation d projet pour défaut de congruence avec la législation actuelle. Lorsque nous observons les quatre sources, il y a également des éléments de comparaison et d'influence. Le projet de récupération sur cogénération donne la plus grande fraction de RRES en ne fonctionnant essentiellement que pendant l'hiver. Lorsqu'il est comparé à celui de la centrale solaire, on en déduit immédiatement que la centrale est moins exploitée. La valeur du taux de couverture par l'apport de cogénération varie de 0,48 jusqu'à 0,56 pour le plus grand volume de stockage. En effet, le potentiel de production de la cogénération varie de manière saisonnière. Son profil correspond parfaitement à celui des exigences des besoins de chauffage qui sont les besoins les plus importants. Cependant, dans le cas du solaire thermique, le profil de production évolue d'une journée à une autre, ainsi, mis au regard des besoins, le facteur de concomitance est le plus bas (seulement 27 % sans stockage). En présence de stockage, le taux de couverture des besoins avec le solaire ne dépasse pas 36 % avec le plus grand volume de TES direct. Ces deux variations d'échelle de temps peuvent expliquer ce résultat. Dans la journée, le pic de la production solaire est à midi, tandis que les besoins sont plus élevés le matin (Figure 5.6c). Au niveau de la saison, cette production est prépondérante l'été, or à ce moment les besoins sont réduits. De ce fait, ce caractère de fluctuation, est à l'inverse de la courbe annuelle des besoins (Figure 5.6a).

La Figure 5.8 illustre la variation du taux de récupération sur le potentiel de RRES en fonction des capacités de stockage. La source de production est principalement analysée dans ce cas. Le taux de récupération permet d'apprécier la capacité du projet à exploiter la source récupérable et/ou renouvelable.

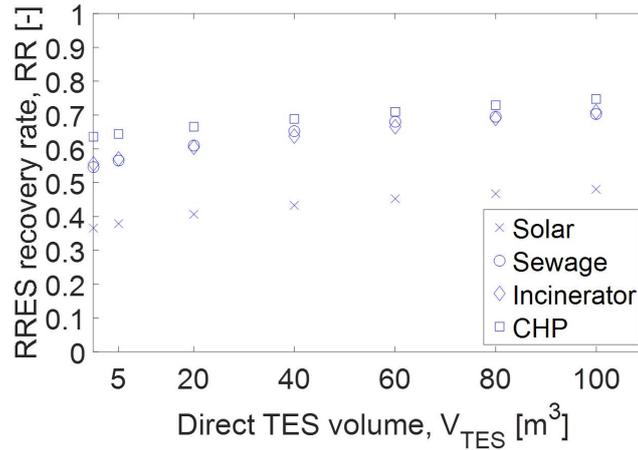


FIGURE 5.8 – Influence du volume de TES sur le taux de récupération de RRES pour les 4 sources étudiées

Les résultats montrent que le taux de récupération augmente en fonction de la capacité de stockage, avec une valeur pouvant atteindre 75 % pour l'installation de cogénération. Le faible facteur de concomitance (journalier et saisonnier) dans le cas de l'installation solaire a encore eu un impact important. La valorisation du potentiel solaire ne varie en effet qu'entre 37 % et 48 % avec les différentes capacités de stockage étudiées. Comme évoqué précédemment, la cogénération offre plus de garantie pour la couverture des besoins pendant les périodes de grand froid de par son profil de production. De plus, bien qu'étant mis à l'arrêt l'été, elle reste la source de production avec le meilleur taux de récupération.

Pour les quatre cas étudiés, les cycles de fonctionnement effectif (charge / décharge) de TES sont présentés sur la Figure 5.9. Ils sont affichés pour chacune des capacités de stockage, de 5 m^3 à 100 m^3 .

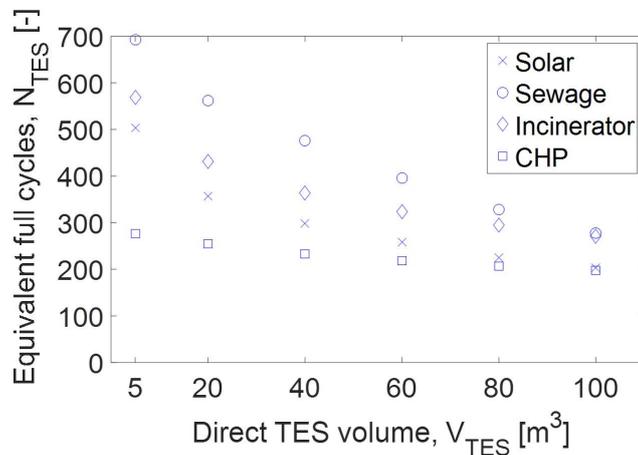


FIGURE 5.9 – Cycles de fonctionnement effectif de TES direct pour les 4 sources étudiées

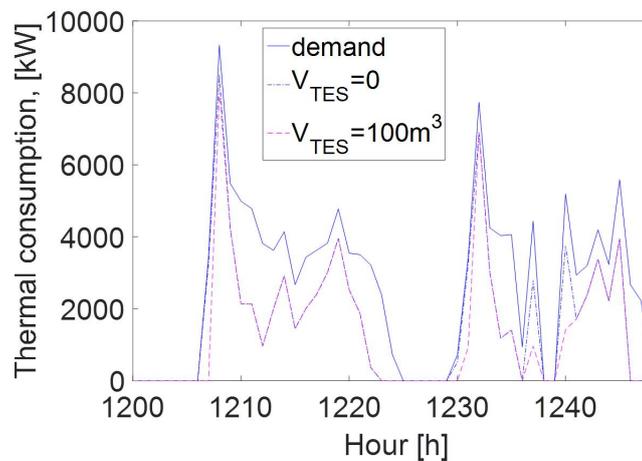
D'après les résultats obtenus, nous pouvons affirmer que le cycle de fonctionnement effectif dépend tant du volume de TES que des courbes de potentiel de production. A partir de là, nous remarquons que la récupération sur le potentiel des eaux usées offre de bons résultats pour les six capacités étudiées. Son cycle d'utilisation varie de 695 avec 5 m^3 de stockage à 270 pour 100 m^3 . Il s'agit alors d'un stockage évoluant du semi-journalier au journalier. Les cycles de fonctionnement dans le cas de l'installation du solaire thermique et de la cogénération sont beaucoup plus faibles. La différence est beaucoup plus prononcée lorsque la capacité de stockage diminue. Pour l'analyse du nombre de cycle, l'arrêt pendant l'été de l'installation de cogénération a un impact. En effet, cette période d'arrêt

entraîne un faible cycle de fonctionnement annuel (de 270 à 200 cycles par an).

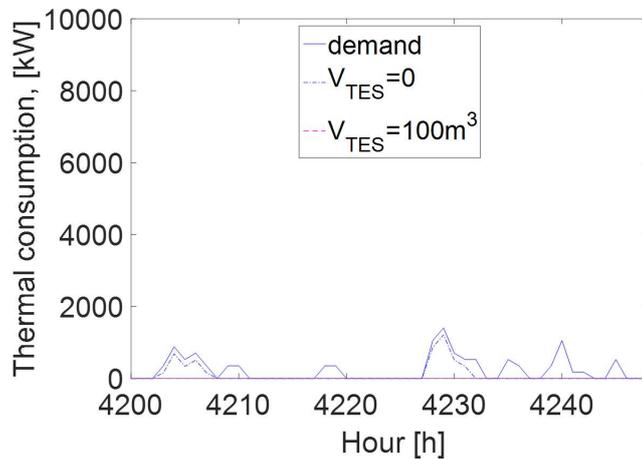
Après les différentes analyses faites, nous retenons que les résultats dépendent de l'évolution des courbes de besoins. Ainsi, dans le cas présent, avec les besoins de 800 logements connectés, l'intégration du TES est plus adaptée à la récupération sur le potentiel des eaux usées avec un petit volume de stockage.

5.4.2 Choix de la capacité de stockage : journalier ou horaire ?

En fonction du volume de stockage pour lequel les critères analysés sont meilleurs, nous saurons quelle catégorie de stockage est adaptée (horaire, quotidien ou hebdomadaire). De plus, la variation des besoins de chaleur en fonction des saisons impacte aussi ce choix. Sur la Figure 5.10, nous comparons deux périodes de couverture des besoins de chaleur à partir de la récupération sur le potentiel des eaux usées, une en février et une autre en juin pour les cas suivants : i) système sans stockage ; ii) système avec intégration d'un stockage de capacité égale à 100 m^3 .



(a)



(b)

FIGURE 5.10 – Influence de la capacité de stockage sur la couverture des besoins : cas de récupération de chaleur sur le potentiel des eaux usées

a) : En février b) : En juin

Les résultats montrent que pour le même volume de stockage, il y a une différence entre les deux périodes. En hiver, du fait de forts besoins de chaleur, le volume de stockage de 100 m^3 réduit l'installation à un stockage en-dessous de l'échelle horaire. En effet, les courbes avec ou sans stockage se superposent très rapidement après le pic de consommation. En été, lorsque cette comparaison est faite

sur 2 jours également (Figure 5.10a), nous remarquons que le stockage a permis de ne pas solliciter la chaudière; ce qui aurait augmenté la part des énergies fossiles, donc source de pollution. Le même volume de stockage peut donc servir de ballon tampon de stockage en hiver lorsque les besoins ne sont pas très élevés, tandis qu'en été pour les faibles demandes de chaleur, il est considéré comme un stockage hebdomadaire.

Pour avoir plus d'informations sur la durée de stockage, il nous a semblé également intéressant de nous pencher sur le niveau de charge du système de stockage, ainsi que sa variation annuelle. De ce fait, la Figure 5.11 montre la répartition de l'état de charge pour un volume de stockage de 100 m^3 utilisé toujours dans le cas de la récupération sur le potentiel des eaux usées.

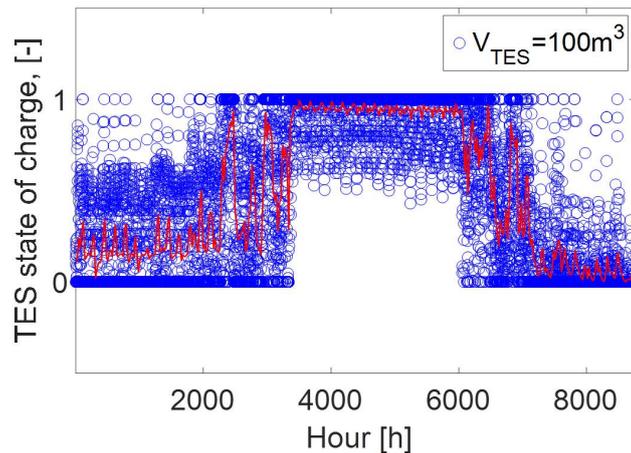


FIGURE 5.11 – Variation annuelle de l'état de charge d'un TES direct de 100 m^3 utilisé dans le cas de la récupération sur potentiel d'eaux usées

Nous pouvons donc remarquer que l'état de charge est différent d'une saison à l'autre. De mai (3 600 h) à août (6 000 h), le système de stockage est toujours chargé à plus de 45 % de sa capacité maximale. Pendant cette période (été), la chaudière n'est jamais sollicitée. Tandis que dans le cas où les températures ambiantes sont très basses, de janvier à décembre par exemple, le volume de stockage est chargé entre 0 et 65 %, avec une densité significative qui tombe à 0 du fait des forts besoins de chaleur à cette période.

En termes d'efficacité annuelle, pour l'ensemble des cas étudiés, nous obtenons des valeurs entre 0,96 et 0,95. En effet, cette efficacité correspond au produit des taux de conservation d'énergie pendant la charge et la décharge; c'est-à-dire $0,98 * 0,98$. A l'entrée du stockage, seule une part de 98 % de la charge est prise en compte et à chaque heure, juste une part de 0,9998 est conservée avant de perdre encore 98 % lors de la décharge. Ainsi, seuls les systèmes TES avec un volume important parviennent à maintenir leur efficacité annuelle autour de 0,95 car il y a encore des pertes supplémentaires d'énergie lorsque l'énergie n'est pas déstockée aussitôt. En conclusion, nous pouvons retenir que l'efficacité du système donne également une indication sur la catégorie du stockage, tampon, horaire pour tous les systèmes étudiés.

5.4.3 Comparaison entre stockage direct et stockage indirect

Dans le Tableau 5.2 sont présentés les résultats de comparaison de RRES dans les configurations suivantes : i) aucun système de TES ; ii) TES direct et indirect (avec la plus grande taille); iii) TES idéaux. Contrairement à nos attentes, l'écart de la part de RRES entre TES direct et indirect ne dépasse pas 2 %. Cela signifie que les TES indirects à base de MCP peuvent être potentiellement intéressants puisqu'ils nécessitent moins de volume, donc moins d'espace, à capacité égale avec les TES directs.

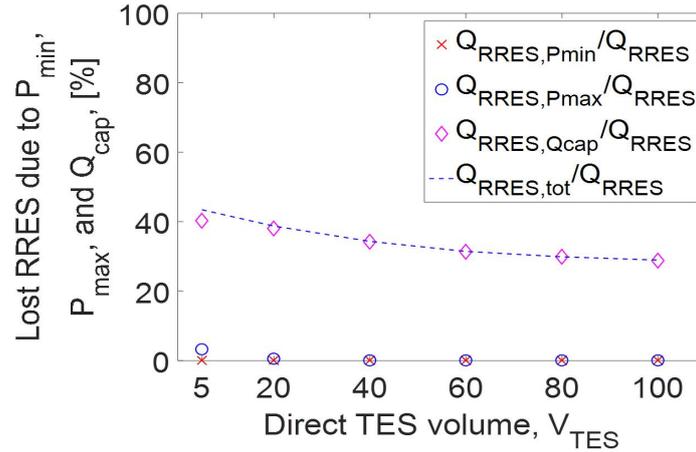
5.4 Résultats et discussions

Tableau 5.2 – Part de récupération sur potentiel de 4 sources avec l'intégration de TES directs ou indirects avec la même capacité de stockage, 6 091 kWh

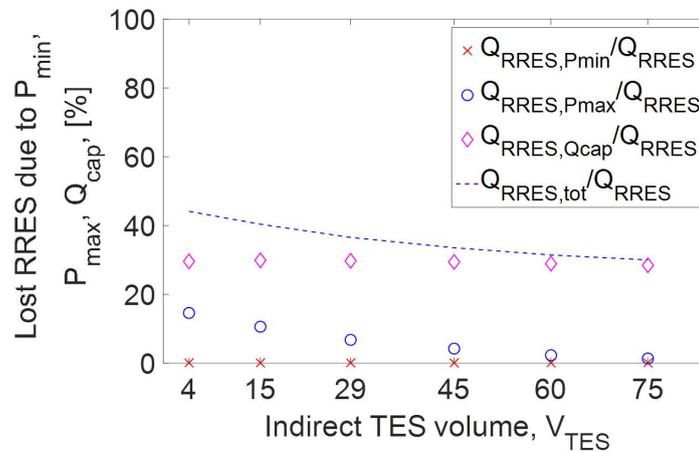
f_{RRES}	Sans TES	TES idéal	Avec TES réel		Ecart [-]
			TES direct 100 m ³	TES indirect 75 m ³	
Solaire	27,3%	74,7%	35,9%	35,4%	0,01
Eaux usées	40,7%	74,6%	52,5%	51,7%	0,01
UIOM	41,1%	74,0%	52,5%	52,0%	0,01
Cogénération	48,0%	75,5%	56,4%	55,4%	0,02

Pour mieux expliquer la différence entre les TES direct et indirect, les pertes d'énergie sont collectées dans un premier temps. En effet, en présence du seuil de puissance minimale de charge / décharge et celui de puissance maximale ainsi que la limite de la capacité totale lorsque le TES est complètement chargé, une partie de l'énergie thermique récupérable est perdue. Les figures 5.12a et 5.12b présentent respectivement les valeurs perdues pour les TES direct et indirect. Ces résultats sont fonctions des capacités de stockage identiques pour les différents cas, 299 à 6 091 kWh, soit de 5 à 100 m³ (pour un stockage physique d'eau chaude), soit de 4 à 75 m³ (pour un stockage avec MCP indirect).

Seul, le potentiel de récupération des eaux usées est analysé ici.



(a)



(b)

FIGURE 5.12 – Part d'énergie perdue sur l'énergie annuelle récupérable sur les eaux usées faite des limites de stockage

a) : TES direct b) : TES indirect

Pour ces résultats, les valeurs très faibles de pertes d'énergie provoquées par la limitation de puissance minimale de charge / décharge sont négligées. Pour les deux cas étudiés, le rapport de cette perte d'énergie sur le potentiel total récupérable est quasiment nul. La tendance est la même pour les systèmes direct et indirect. L'hypothèse posée précédemment (pertes nulles) est valable pour tous les cas de capacité étudiés. Ceci étant, de manière générale, le surplus du potentiel récupérable après consommation semble être supérieur à la puissance de charge minimale. Quant à l'influence de la limitation de stockage par le seuil maximal de capacité de stockage et celui de la puissance maximale de charge / décharge, nous remarquons quelques points de différence. Dans le cas de TES direct, la puissance maximale de charge ou de décharge est obtenue en fonction d'une durée de 0,98 h (stock vide à charger complètement avec la puissance de charge maximale). Or, au vu des résultats, ce seuil qui est identique à celui de la puissance minimale semble beaucoup moins s'appliquer au processus de stockage. Seul le taux de perte d'énergie de 4,5 % dans le cas du TES direct avec le plus petit volume, soit 5 m³, est observé. Le taux d'énergie perdue après la charge du volume jusqu'à sa capacité totale, quant à lui, varie de 40 % à 30 % pour le cas direct.

Dans le cas de TES indirect, le seuil de puissance maximale correspond à 25 % de la capacité de stockage, ce qui signifie 4 fois moins rapide dans la charge ou la décharge par rapport au cas de TES directs.

Nous observons donc une nette augmentation du taux d'énergie perdue du fait de la limite de puissance maximale : de 15 % de l'énergie totale récupérable si le volume est de 4 m³, à 5 % de perte

d'énergie pour un volume de 45 m³. Cela signifie que la charge ou la décharge des différents cas étudiés sont plus souvent limités par ce paramètre. Toutefois, le taux de perte d'énergie dans le cas de TES indirect se révèle plus faible que celui dans le cas de TES direct.

Avec 4 m³ (équivalent à 5 m³ dans le cas de TES directs), seulement 30 % de l'énergie totale récupérable est perdue pour un système indirect alors que le taux de réduction / perte du système direct est de 41 %.

La perte totale d'énergie, compte tenu de toutes ces trois limites, donne des allures très similaires pour les deux cas. Du plus petit volume de TES au plus grand, la perte totale varie de 43 % à 29 % pour les TES directs. Pour ce qui est des TES indirects, le taux de la perte d'énergie varie de 44 % à 30 % du plus petit au plus grand volume. Ceci étant, les systèmes TES avec un grand volume ont moins de contraintes à la récupération d'énergie, donc moins de perte d'énergie annuelle dans le potentiel de récupération totale. Dans nos analyses, un stockage de 100 m³ d'eau ou un stockage équivalent à base de MCP de 75 m³ conduirait à une perte de 30 % contre 46 % si aucun TES n'est installé. La différence observée entre les TES direct et indirect est minime.

Les résultats obtenus constituent un ensemble de signaux positifs pour le développement du stockage indirect à partir de MCP et surtout sa potentielle intégration dans les projets de récupération de chaleur. Un fluide de transfert de chaleur est toujours utilisé dans ce type de stockage et les taux de charge / décharge observés jusque-là restent inférieurs aux attentes. C'est l'un des principaux freins à l'utilisation des MCP. Toutefois, de nombreuses études se sont focalisées sur l'intensification des procédés afin de garantir de bonnes conditions pour une intégration dans des projets réels. Les résultats de la Figure 5.12b vont dans le sens d'un choix pour le stockage horaire d'énergie thermique. La comparaison qui pourrait se faire dans notre cas entre le stockage direct et le stockage indirect est celle selon laquelle le stockage indirect à partir de MCP est moins limité par sa capacité de stockage car sa puissance de charge est régulée par un processus de transfert de chaleur contrairement au stockage direct à partir d'eau chaude. Ainsi, pour une comparaison essentiellement axée sur la capacité de stockage, à volume équivalent, l'avantage est donné au stockage indirect de MCP. Dans notre étude, à capacité de stockage égale, le volume nécessaire dans le cas du stockage indirect MCP ne correspond qu'à 75 % du volume de stockage direct avec de l'eau chaude. Nous pouvons en déduire que 54 % du potentiel récupérable est directement utilisé pour couvrir les besoins de chaleur sans aucun système de génération de chaleur annexe. L'intégration du stockage direct avec 40 m³ de volume a permis d'augmenter la part de l'énergie récupérée de 11 %. Avec un stockage indirect à partir de MCP, pour un volume plus petit de 25 %, soit 29 m³, la part d'augmentation de l'énergie récupérée est de 9 %.

5.5 Conclusion

Cette étude a offert la possibilité de développer un outil d'aide à la décision simplifié pour l'intégration de RRES en milieu urbain. Le modèle à pas horaire est pratique et surtout souple car il ne nécessite que des données de besoins et de production à l'entrée. Les paramètres d'évaluation que nous considérons technico-économiques, peuvent fournir des informations sur la viabilité d'un projet RRES. En effet, ils peuvent être utiles à la fois pour les clients (fraction RRES, gain d'énergie), les professionnels de l'énergie (taille de TES et cycle de fonctionnement) ainsi que les collectivités / industries (taux de récupération sur les sources fatales).

L'intégration de TES peut aider à augmenter à la fois la fraction RRES côté besoins et le taux de récupération d'énergie sur le potentiel des sources, côté production. Par exemple, un projet de récupération de chaleur sur eaux usées initialement à 40 %, augmenterait jusqu'à 53 % avec l'intégration d'un ballon de stockage d'eau chaude de 100 m³ (équivalent à un bureau de 36 m² avec 2,8 m de plafond). En considérant 800 logements bénéficiant de cette énergie sans carbone, trouver un tel espace devrait être largement possible. Quant au TES indirect basé sur MCP, notre étude montre qu'ils peuvent permettre d'économiser 25 % du volume de stockage tout en offrant des performances équivalentes.

Chapitre 6

INTÉGRATION DE LA CHALEUR FATALE DANS LE RÉSEAU DE CHALEUR

Sommaire

6.1	Introduction	131
6.1.1	Les réseaux thermiques	131
6.1.2	Les principaux éléments d'un réseau de chaleur	132
6.1.3	Les différents niveaux de température de fonctionnement	133
6.2	Les principales caractéristiques techniques des réseaux de chaleur	134
6.2.1	Caractéristiques énergétiques	134
6.2.2	Analyse économique	135
6.3	Objectifs et méthodologie globale	135
6.3.1	Dimensionnement sur base de données réelles	136
6.3.2	Données météorologiques et consigne des besoins	139
6.3.3	Différents scénarii étudiés	139
6.3.4	Paramètres de comparaison	139
6.3.5	Paramètres de simulation	140
6.4	Résultats	140
6.4.1	Besoins de chaleur dans le modèle de référence	140
6.4.2	Modèle de référence	141
6.4.3	Pilotage de la température de production	143
6.4.4	Stockage par inertie dans le bâtiment et son pilotage	145
6.5	Discussions	148
6.5.1	Performance du réseau de chaleur : Courbe de charge	148
6.5.2	Comportement thermique des logements	149
6.5.3	Point d'intégration de sources fatales	153
6.6	Conclusion	155

Résumé

Un réseau de chaleur existant a été modélisé et simulé dans ce chapitre. L'objectif est d'abord d'améliorer son fonctionnement et de déterminer ensuite le point de température la plus basse du réseau pour l'intégration de sources fatales. La plage de température initiale à la chaufferie est 90 °C à l'aller et 70 °C au retour. Le dimensionnement des canalisations est donc soumis à ces conditions. Dans l'intérêt de baisser la température de retour du réseau et donc en vue d'un meilleur rendement mais aussi d'intégrer des sources de chaleur, 2 types de pilotages ont été testés : i) le pilotage de la température de production en fonction de la température ambiante et ii) le déphasage de la puissance de chauffage dans chaque bâtiment du quartier, grâce au stockage thermique par inertie du bâtiment. Les résultats ont montré une réduction de la température de retour du réseau d'une dizaine de degrés par rapport au cas initial avec le premier pilotage. En appliquant une régulation sur la puissance de chauffage dans chaque bâtiment, cela a permis la réduction du pic d'appel de puissance à la chaufferie (de 1 714 kW à 1 557 kW). La durée d'utilisation de l'appoint a été réduite. Elle est passée de 123 h à 10 h.

Du point de vue des bâtiments, l'étude confirme que plus la capacité thermique des bâtiments est élevée, mieux ils sont adaptés au pilotage du déphasage de puissance. En effet, dans notre cas, lorsqu'on réduit de 15 % la puissance maximale de chauffage, un bâtiment léger met 22,8 h pour voir sa température baisser de 1 °C. Le bâtiment moins léger met quant à lui 27,9 h, tandis que le bâtiment lourd ne baisse que de 0,81 °C au bout de 29,1 h. Ceci étant, le bâtiment lourd pourrait encore être soumis pendant plus d'heures au déphasage de puissance ou alors avoir un pourcentage de réduction de puissance maximale plus élevé. Les paramètres d'évaluation de performance du réseau que nous avons définis nous ont permis de connaître le temps de fonctionnement à la chaufferie, les puissances et énergies en jeu, les pertes d'énergie dans les canalisations, le temps de fonctionnement de la chaudière à pleine puissance, la durée de fonctionnement de l'appoint.

Ce modèle est une contribution supplémentaire à la promotion des énergies récupérables en milieu urbain. En effet, il constitue un vecteur d'études d'intégration de sources de chaleur fatale et/ou d'énergies renouvelables. Les réseaux anciens sont limités dans la recherche d'un fonctionnement efficace grâce à l'intégration de sources fatales. Toutefois, il est toujours possible d'apporter des éléments d'amélioration de leur performance que nous exposons dans ce chapitre.

6.1 Introduction

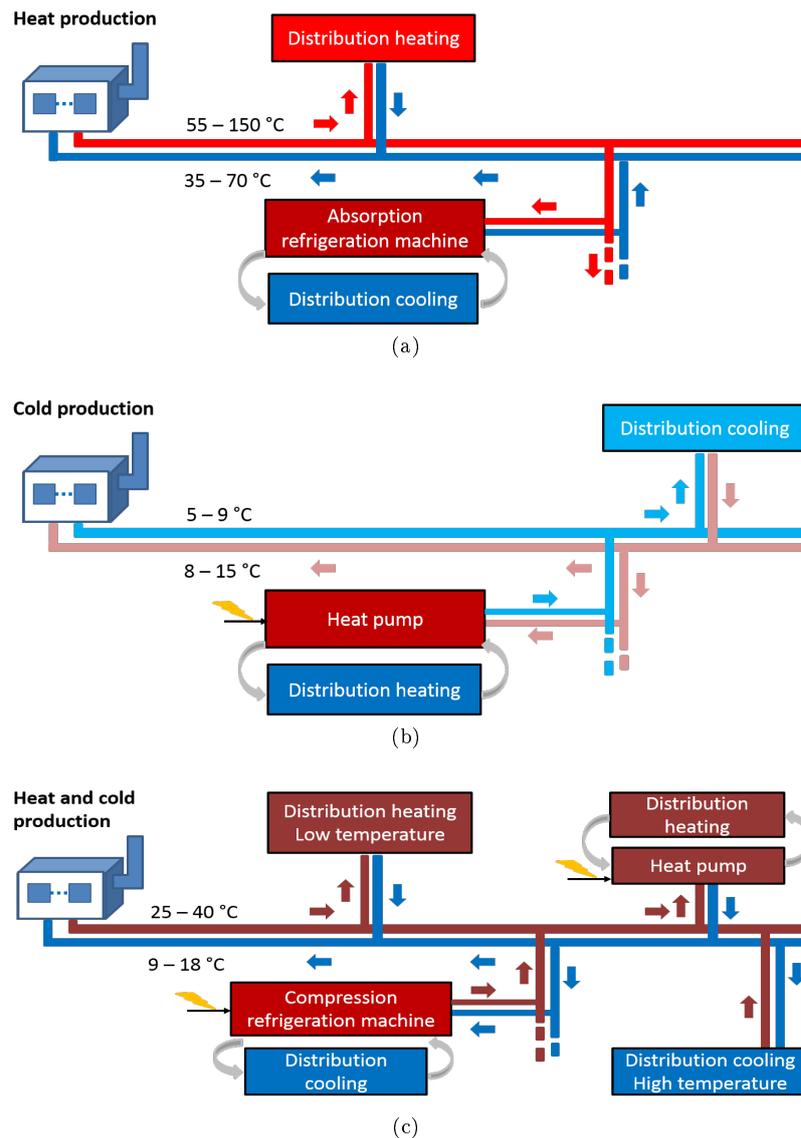
Dans les pays froids, le réseau de chaleur joue un rôle très important en tant que vecteur énergétique. La plupart de ces réseaux étant anciens, la production est basée essentiellement sur des sources fossiles, comme les chaudières à gaz par exemple. Aussi, ils fonctionnent à des températures élevées pour répondre à la demande des clients liée aux logements anciens ; ce qui entraîne énormément de pertes thermiques. Cependant, la tendance est à la rénovation et/ou développement de logements nouveaux (basse consommation). Ainsi, de plus en plus de réseaux neufs sont développés. Ils bénéficient d'une politique incitative à l'intégration d'énergies renouvelables tel que le solaire ou des énergies de récupération à hauteur de 50 % de la source de production. Ces dernières sont en grande partie de la récupération de chaleur d'une centrale thermique ou UIOM, chaleur sur eaux usées, etc. En Europe en générale, et en France en particulier, l'enjeu énergétique consiste à baisser la température pour les réseaux dits neufs [178]. Toutefois, les projets à l'échelle européenne ne sont pas très significatifs. En 2010 par exemple, l'approvisionnement en chaleur des bâtiments résidentiels et tertiaires en Europe n'est que de 13 %. Le gaz (44 %) et le mazout (17 %) restent dominants dans la production [179]. L'Allemagne, l'Islande, la Suède, la Slovénie, le Danemark et la Roumanie ont réussi à faire de la chaleur fatale récupérée et de l'énergie renouvelable la quasi-totalité (plus de 80 %) de leur mix énergétique. La Slovaquie, la France, la Pologne et l'Estonie sont les grands utilisateurs de sources fossiles dans leurs réseaux (40 % pour la France) [180].

Les objectifs de ce chapitre sont au nombre de 2. Le premier consiste à étudier des solutions permettant de baisser la température-retour d'un réseau de chaleur tout en garantissant les conditions de fonctionnement des émetteurs au point de consommation, c'est-à-dire la température-aller du réseau. Le second axé sur le stockage par inertie permet de lisser la courbe d'appel de puissance et par conséquent réduire l'utilisation des énergies fossiles. Les résultats obtenus permettront de déterminer le point de température la plus basse, favorisant l'injection de sources fatales à valoriser. Ces solutions sont analysées sur des bases énergétiques à travers le rendement du système, les pics de puissance, la durée de fonctionnement des systèmes, les énergies produites, consommées et perdues.

6.1.1 Les réseaux thermiques

Les réseaux thermiques constituent l'ensemble formé par les réseaux de chaleur, les réseaux de froid [181] et les réseaux d'eau tempérée. Le schéma de principe des différents types de réseaux thermiques est présenté à la Figure 6.1.

6.1 Introduction



(a) Réseau de chaleur
(b) Réseau de froid
(c) Réseau d'eau tempérée

FIGURE 6.1 – Les différents types de réseaux thermiques

Le réseau de chaleur est un ensemble de système qui fournit de la chaleur d'un point central de production vers les différents utilisateurs, principalement des bâtiments. Le réseau de froid, plus répandu dans les pays chauds et dans les quartiers commerciaux, livre quant à lui du froid via un réseau de basse température (de 5 °C à 9 °C) afin de fournir de la climatisation. Le réseau tempéré est une configuration nouvelle qui associe les PAC ou machine frigorifique pour couvrir les besoins de chaud et de froid dans le cas des quartiers neufs ou lorsqu'on a un foisonnement important de la demande.

6.1.2 Les principaux éléments d'un réseau de chaleur

Les besoins thermiques en milieu urbain sont couverts à partir de la chaleur acheminée du point de production au point de consommation à travers un réseau de distribution [181]. D'une part les réseaux de chaleur permettent donc de satisfaire une autonomie énergétique. D'autre part, ils favorisent également une politique de diminution des émissions de gaz à effet de serre.

6.1 Introduction

Selon la configuration du RCU, les bâtiments peuvent être le lieu où est assurée ou non la transformation de la source en chaleur afin de couvrir leurs besoins de chauffage et/ou d'ECS. Dans le cas où, la transformation de l'énergie en chaleur est faite sur place, les bâtiments sont donc alimentés en combustible (gaz, fioul, bois, etc.) ou en électricité. Il s'agit là d'une production décentralisée, avec plusieurs points de production. Dans le cas où la chaleur serait acheminée aux bâtiments après transformation, on parle alors de réseau de chaleur reliant une chaufferie aux différents points de consommation. La chaufferie est alimentée en énergie source (gaz, charbon, bois, sources renouvelables ou récupérables, etc.). Un schéma des 2 modes de production est présenté en Annexe A4.1

Comme son nom l'indique, le réseau de chaleur assure la distribution de la chaleur de la chaufferie à différents points de consommation. Il est constitué de trois éléments fondamentaux : i) Unité de production, ii) Réseau de distribution primaire et iii) Sous-stations d'échange. Ils sont rattachés à 2 autres, qui viennent composer l'ensemble du quartier urbain : iv) Réseaux de distribution secondaires et v) Consommateurs.

Un schéma simplifié d'un exemple de RCU est présenté à la Figure 6.2.

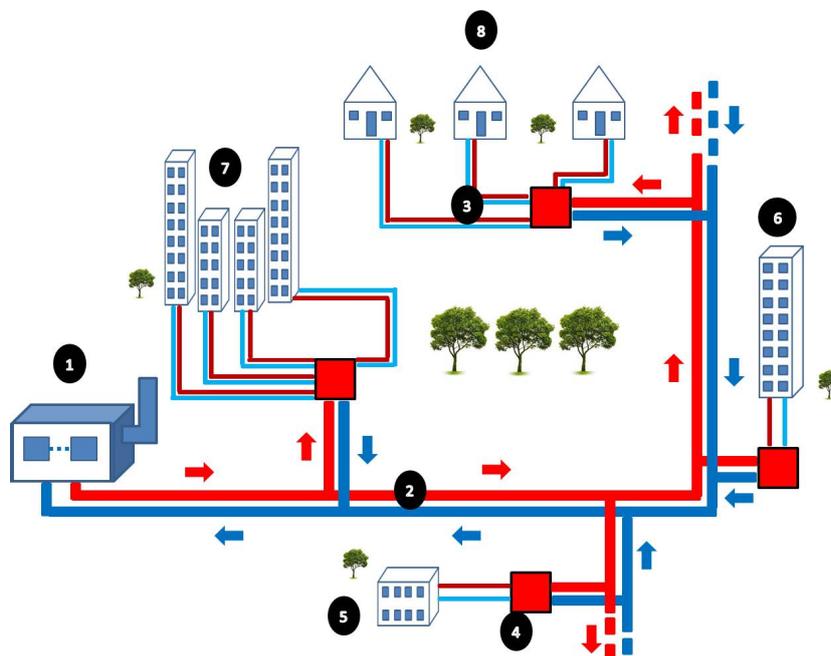


FIGURE 6.2 – Schéma simple d'un réseau de chaleur

Le point 1 sur la Figure 6.2 représente l'unité de production appelée communément « chaufferie ».

Le second élément fondamental au réseau de chaleur est le réseau de distribution primaire. C'est le point 2 de la Figure 6.2. Il est constitué de canalisations isolées dans lesquelles circule de l'eau à l'état liquide ou de vapeur. Ces dernières sont en permanence remplies d'eau transportant la chaleur. Elles sont dimensionnées en fonction des puissances et par conséquent des débits qui les traversent.

Un autre élément important du réseau de chaleur, est l'ensemble des sous-stations d'échange, montré au point 4 de la Figure 6.2. Elles marquent la limite du réseau principal de chaleur. On en trouve une par bâtiment ou une pour un groupe de bâtiments. Dans le cas d'un immeuble par exemple, la sous-station est disposée au pied d'un immeuble ou de plusieurs immeubles voisins. La sous-station est un échangeur qui permet le transfert de chaleur du réseau principal vers le réseau secondaire.

6.1.3 Les différents niveaux de température de fonctionnement

Les canalisations sont dimensionnées en fonction des puissances et par conséquent des débits qui les traversent. En fonction des besoins et de la capacité de production de la centrale, les températures de fonctionnement diffèrent d'un réseau à l'autre.

6.2 Les principales caractéristiques techniques des réseaux de chaleur

Pour les réseaux anciens, alimentant généralement des bâtiments qui sont gros consommateurs d'énergie, c'est-à-dire pour la plupart anciens également, la température de départ du réseau peut suivre 2 régimes. Le premier est celui de l'eau chaude. Dans ce cas, la température peut évoluer entre 90 °C et 110 °C. Le second régime est celui de l'eau surchauffée, avec une plage pouvant aller de 110 °C à 180 °C.

Dans le cas des réseaux récents, la température de l'eau est comprise entre 60 °C et 90 °C. Ils desservent des quartiers avec des bâtiments neufs ou rénovés pour la plupart, présentant de faibles consommations.

Il existe aussi le réseau vapeur dont la température est comprise entre 200 °C et 300 °C. Il travaille à la fourniture de chaleur industrielle.

6.2 Les principales caractéristiques techniques des réseaux de chaleur

Pour analyser la viabilité d'un réseau de chaleur, plusieurs paramètres sont généralement utilisés. Ils reposent sur des normes économiques, énergétiques et environnementales.

6.2.1 Caractéristiques énergétiques

Les performances du réseau de chaleur sont analysées dans un premier temps sur sa capacité à produire l'énergie nécessaire à la couverture des besoins avec le plus faible apport possible pour faire fonctionner la centrale de production. Il s'agit du rendement de production présenté à l'Eq. (6.1)

$$\eta_{\text{prod}} = \frac{Q_{\text{th demand}}}{Q_{\text{consumption,p}}} \quad (6.1)$$

$Q_{\text{th demand}}$ est l'énergie livrée au réseau de chaleur, produite à la chaufferie. Elle est exprimée en kWh

$Q_{\text{consumption,p}}$ est l'énergie primaire consommée par la chaufferie, en kWh.

Le rendement du système quant à lui, est le rapport entre l'énergie thermique livrée et l'énergie thermique consommée par l'ensemble des sous-stations. Il met en évidence les pertes de distribution. Il est défini à l'Eq. (6.2)

$$\eta_{\text{sys}} = \frac{Q_{\text{th demand}}}{Q_{\text{consumption,ss}}} \quad (6.2)$$

$Q_{\text{consumption,ss}}$ est l'énergie consommée par l'ensemble des sous-stations. Elle est exprimée en kWh.

Le taux d'appel de puissance est aussi calculé en règle générale. C'est le rapport entre la puissance maximale appelée (pour la température extérieure de base) et la puissance maximale de la production centrale. Ce taux indique dans quelle proportion le système de production fonctionne.

$$\tau_{\text{demand}} = \frac{\dot{Q}_{\text{max demand}}}{\dot{Q}_{\text{max p}}} \quad (6.3)$$

$\dot{Q}_{\text{demand}}^{\text{max}}$ est la puissance maximale appelée, consommée dans le réseau (kW)

\dot{Q}_p^{max} est la puissance maximale produite à la chaufferie (kW)

La durée d'utilisation équivalente à pleine puissance sera aussi calculée afin d'analyser les performances du système de production et de caractériser le dimensionnement du réseau. C'est le rapport entre la quantité d'énergie thermique livrée et la puissance maximale appelée

$$t_{\text{ON}} = \frac{Q_{\text{th}}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \quad (6.4)$$

Lorsque la chaudière fonctionne plus de 5 000 h, elle est considérée comme étant très performante. La valeur courante est estimée à 2 500 h. Lorsqu'on est en dessous de 2 000 h de fonctionnement, la chaudière est considérée comme étant peu exploitée ou surdimensionnée; ce qui est défavorable à une bonne performance tant économique qu'énergétique.

6.2.2 Analyse économique

La densité thermique (kWh/m.an), rapport entre la quantité de chaleur livrée sur une année et la longueur du réseau.

$$\mathbf{d}_{th} = \frac{Q_{thdemand}}{L_{hd}} \quad (6.5)$$

L_{hd} est la longueur du réseau, en mètre (m)

Lorsque sa valeur est inférieure à 1,5 kWh/m.an, il est difficile d'atteindre la viabilité économique du réseau car il n'est pas dense. Les réseaux récents ont une densité comprise entre 3 et 6 kWh/m.an. En moyenne, la densité thermique des réseaux existants vaut 8 kWh/m.an.

6.3 Objectifs et méthodologie globale

L'objectif de ce chapitre est d'analyser le fonctionnement d'un réseau de chaleur et d'étudier plusieurs scénarii d'amélioration afin de baisser la température de retour. Le point de retour où la température est la plus basse est déterminée dans le but de discuter une éventuelle intégration de sources fatales.

La méthodologie adoptée consiste dans un premier temps à adapter le dimensionnement du RCU sur la base d'un quartier dense situé à Nanterre en région parisienne. Il s'agit d'un écoquartier, avec 650 logements et un mini réseau de 800 m.l de long (sur base d'adaptation du modèle dynamique). Les besoins à garantir sont le chauffage et l'ECS. Ensuite, se rajouteront :

- l'amélioration du système de production de sorte à baisser la température-retour à la chaufferie
- l'analyse des performances du réseau
- Etude de différents scénarii de rénovation

Enfin, l'extraction des valeurs de température sur l'ensemble du réseau permettra d'identifier le point le plus froid du réseau de chaleur. Et par conséquent, la faisabilité d'intégrer au RCU la chaleur provenant de source fatale telle que les eaux-usées sera traitée.

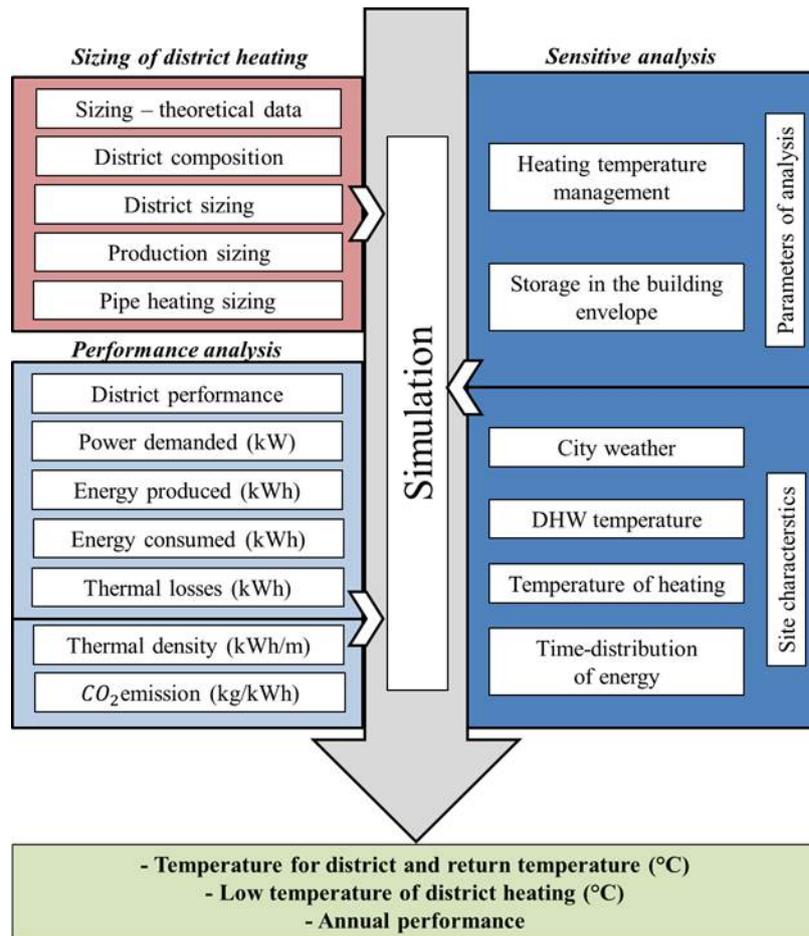


FIGURE 6.3 – Schéma de dimensionnement, de simulation et d'étude d'un réseau de chaleur

Ainsi, en fonction des résultats obtenus, les performances annuelles de chaque scénario étudié sont comparées et analysées. L'objectif étant d'identifier le point du réseau avec la température de retour la plus basse, dans le but d'étudier et d'analyser la faisabilité d'intégrer au RCU la chaleur fatale récupérée sur les eaux-usées.

6.3.1 Dimensionnement sur base de données réelles

Selon la méthodologie retenue pour traiter la question de l'injection de sources fatales dans le réseau, le dimensionnement apparaît comme étant la pièce maîtresse de la modélisation et simulation du système. Ainsi, nous proposons dans cette partie d'aborder les étapes menant à la conception du modèle jusqu'à la détermination de la température retour à la chaufferie. Afin de modéliser le réseau de chaleur nous permettant de faire des analyses sur le point de température la plus froide, il a fallu mener au préalable un dimensionnement théorique par adaptation de données réelles d'un quartier plus dense. C'est-à-dire, dans un premier temps, renseigner la surface et le volume des logements constituant le quartier ancien. La mixité du quartier dépend de cette étape. Le Tableau 6.1 ci-après présente les différents types de logements constituant le quartier faisant l'objet de l'étude ainsi que leur surface.

6.3 Objectifs et méthodologie globale

Tableau 6.1 – Surface totale des logements du quartier par types

Catégories	Bureaux	Locaux publics	Logements collectifs	Logements individuels
Surface (m^2)	700	750	38 500	1 350

Les logements de référence sont considérés comme relativement anciens, construits en 1982. Ils sont donc soumis aux normes de la RT1982. Afin de prendre en compte toute rénovation depuis cette date, les normes de 2005 seront également utilisées. Afin d’avoir un modèle simple, les surfaces ont été réduites dans notre cas. Le dimensionnement de l’ensemble du réseau de chaleur s’opère en suivant l’organigramme présenté à la Figure 6.4. Les détails sont présentés en annexes A4.2 à A4.9. Il part des besoins des logements à la puissance de production nécessaire en chaufferie tout en intégrant les pertes thermiques renseignées grâce à la géométrie des canalisations.

La longueur des canalisations est estimée en fonction de la taille des bâtiments et de celle du quartier. La longueur totale du RCU vaut 800 m. Il s’agit bien d’un mini RCU.

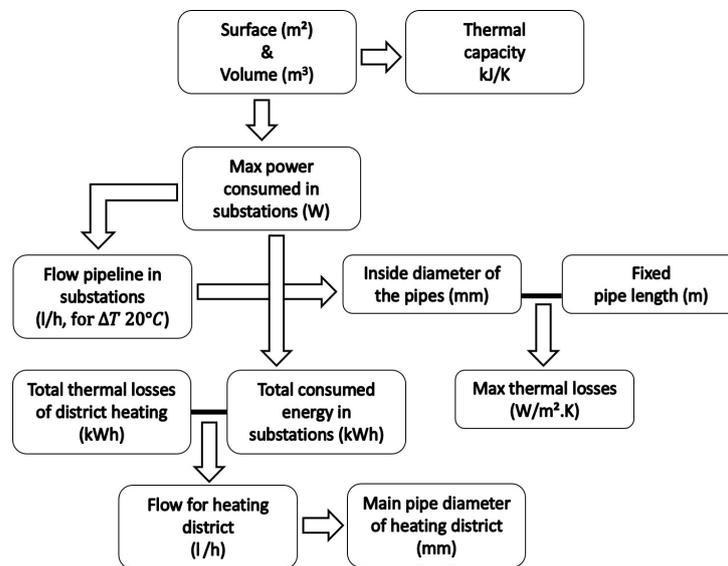


FIGURE 6.4 – Organigramme de dimensionnement du réseau de chaleur

Les éléments de l’organigramme du dimensionnement du réseau de chaleur étant bien détaillés, il apparaît intéressant de développer un schéma de principe du modèle à simuler. Ce schéma est présenté à la Figure 6.5. Il comprend les principaux éléments nécessaires au bon fonctionnement d’un réseau de chaleur, de la production au raccordement chez les consommateurs.

6.3 Objectifs et méthodologie globale

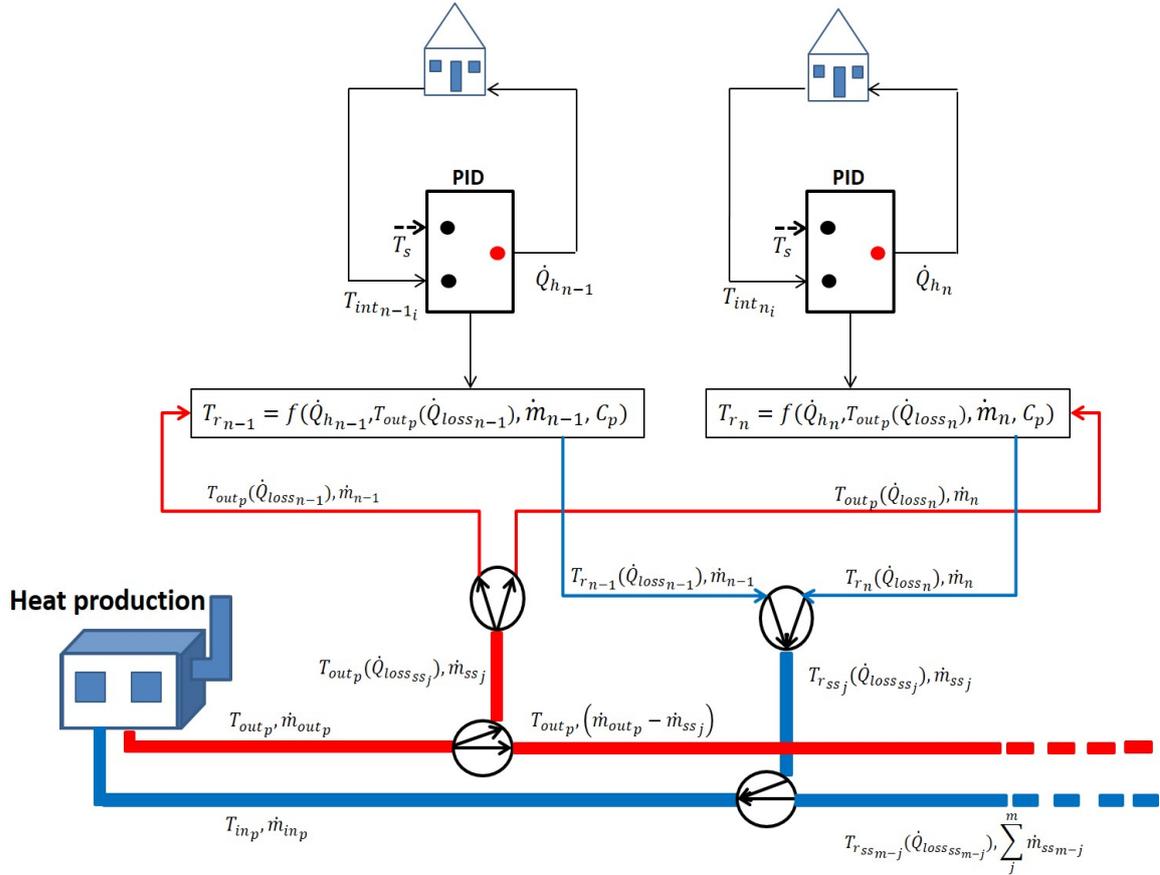


FIGURE 6.5 – Schéma de principe du réseau de chaleur

Le schéma de principe présenté ici montre les éléments du modèle simulé sous TRNSYS pour une sous-station. Au niveau de la chaufferie, de manière générale, 2 types de pilotage sont généralement appliqués : i) pilotage par débit variable ou ii) pilotage par température variable. Bien que celui par débit variable soit le plus répandu aujourd'hui, notre étude a opté pour le second pilotage pour des raisons de simplification du modèle. Dans les 2 cas, il s'agit d'une variation de la puissance à injecter au réseau. Il y a au total 4 sous-stations reliant le réseau primaire à chacune des catégories de logements (bureaux, locaux publics, logements collectifs et logements individuels). A chaque sous-station, il y a autant de départs de débit que de logements. Un contrôleur PID est relié à chaque bâtiment. Pour une consigne de température T_s , le PID régule la température interne T_{int_i} au pas de temps i en délivrant une puissance \dot{Q}_h pour fournir une nouvelle valeur de température au temps $i+1$. Afin de respecter le fonctionnement des émetteurs de température, la température d'arrivée en sous-station est surveillée de sorte à ce qu'elle soit en mesure de fournir au moins 70°C . Le débit de départ \dot{m}_{out} est donc réduit au fur et à mesure qu'il y a un débit soutiré en sous-station \dot{m}_{ss} jusqu'à la dernière sous-station et la température baisse également tout en restant dans la limite de couverture des besoins de chauffage et d'ECS.

Sur le circuit du retour, les débits sont additionnés à chaque sous-station jusqu'à atteindre le débit de la chaufferie. Les volumes d'eau provenant de différentes branches à différentes températures se mélangent dans le circuit primaire. La température de l'eau dans chaque retour de branche est calculée à partir d'un bilan d'énergie avec la puissance PID.

6.3.2 Données météorologiques et consigne des besoins

Pour cette étude, les données météorologiques de la région parisienne, en France, ont été utilisées. Il s'agit des mêmes conditions que dans le cas de l'implantation des pompes à chaleur dans le chapitre 3 de cette thèse.

La consigne de température de chauffage est fixée à 21 °C dans tous les logements étudiés. Le chauffage fonctionne en 2 temps. Une période de janvier à mi-mai sans interruption et une autre d'octobre à décembre. Il est éteint du début de la seconde moitié du mois de mai jusqu'à la fin du mois de septembre.

Les besoins en ECS, eux, existent tout au long de l'année. Ils sont réduits en été pour des raisons d'occupation et/ou l'absence de nécessité d'ECS pendant cette période. Bien que réduits, les besoins d'ECS restent toutefois la sollicitation principale et unique de la chaufferie à cette période. La température de livraison souhaitée est de 70 °C, le circuit entre la sous-station et les consommateurs nécessitant une arrivée autour de 60 – 65 °C.

6.3.3 Différents scénarii étudiés

Comme présentée à la Figure 6.3, la méthodologie adoptée consiste à étudier différents scénarii une fois que le modèle est dimensionné. Ces scénarii sont expliqués et présentés dans le Tableau 6.2.

Tableau 6.2 – Différents scénarii étudiés

Scénarii	Paramètres	Coefficient de Déperdition
Pilotage de la température de production	Températures (ambient, logement, production)	Régulation de la température de production en fonction de la température extérieure avec une loi d'eau pour satisfaire la consigne
Stockage par inertie dans les bâtiments	Températures (ambient, logement) Puissances (consommée, produite)	Régulation de la puissance de chauffage dans l'optique de stocker le surplus d'énergie et de déstocker si besoin

6.3.4 Paramètres de comparaison

Le modèle de référence simulé est celui avec une température de production fixe (90 °C) et un débit de départ fixe également. La chaufferie comprend 2 chaudières à gaz. Une chaudière principale de 1 900 kW et une chaudière d'appoint de 500 kW. Le débit du réseau principal est réduit au fur et à mesure que le point de consommation s'éloigne de la chaufferie ; ce qui signifie que les diamètres également varient.

- Les différentes puissances et énergies produites, consommées et perdues sont observées
- Le temps de fonctionnement des systèmes de production sera mis en avant ainsi que la puissance appelée
- Les puissances appelées cumulées sur l'année seront présentées

$$\dot{Q}_{demanded-c} = \sum (\dot{Q}_i + \dot{Q}_{i+1}) \quad (6.6)$$

- Le rendement du système défini à l'équation (6.2) sera comparé entre chacun des 4 scénarii et le modèle de référence
- Le taux d'appel de puissance vu en équation (6.3) est également analysé
- La durée d'utilisation équivalente à pleine puissance est analysée également afin d'étudier les paramètres de baisse de pic d'appel de puissance

A l'instar de tous ces paramètres, la température de retour du réseau est observée avec intérêt.

6.3.5 Paramètres de simulation

L'échelle de la simulation de notre étude est annuelle, soit 8 760 heures, avec un pas de 0,1 h (6 min) entre 2 itérations. La chaufferie assure la production pendant toute la période de chauffe avec la chaudière principale et en cas de puissance supplémentaire requise, avec la chaudière d'appoint. Le seul arrêt programmé de cette chaudière est celui de la période comprise entre mi-mai et fin septembre. A ce moment, la chaudière d'appoint prend le relais et devient le système principal de production pour les besoins d'ECS. Les données météorologiques de la simulation sont celles de la région parisienne.

6.4 Résultats

6.4.1 Besoins de chaleur dans le modèle de référence

Après simulation du modèle de référence, nous observons sur la Figure 6.6 les besoins de chaleur du quartier. Les 4 types de logements (logements individuels, logements collectifs, bureaux, logements publics) consomment de l'énergie pour le chauffage en période hivernale et l'ECS tout au long de l'année. Le profil annuel de consommation d'énergie totale du quartier et celui sur 3 jours avec les températures les plus basses de l'année, sont présentés à la Figure 6.6a et 6.7b. Sur la Figure 6.6c et 6.6d sont présentés séparément les besoins annuels d'ECS et de chauffage du quartier. Le chauffage n'est pas arrêté la nuit. La demande de pointe apparaît dès le mois de janvier, plus précisément le 11 à 8 h du matin. Elle est de 1 664 kW, comme le montre la Figure 6.7b. Le chauffage étant le plus gros consommateur, ce pic est donc en grande partie traduit par les besoins de chauffage. De manière générale, la demande de pointe est autour de 8 h les autres jours également lorsque la production d'énergie pour l'ECS et celle pour le chauffage fonctionnent respectivement à leur puissance la plus élevée.

6.4 Résultats

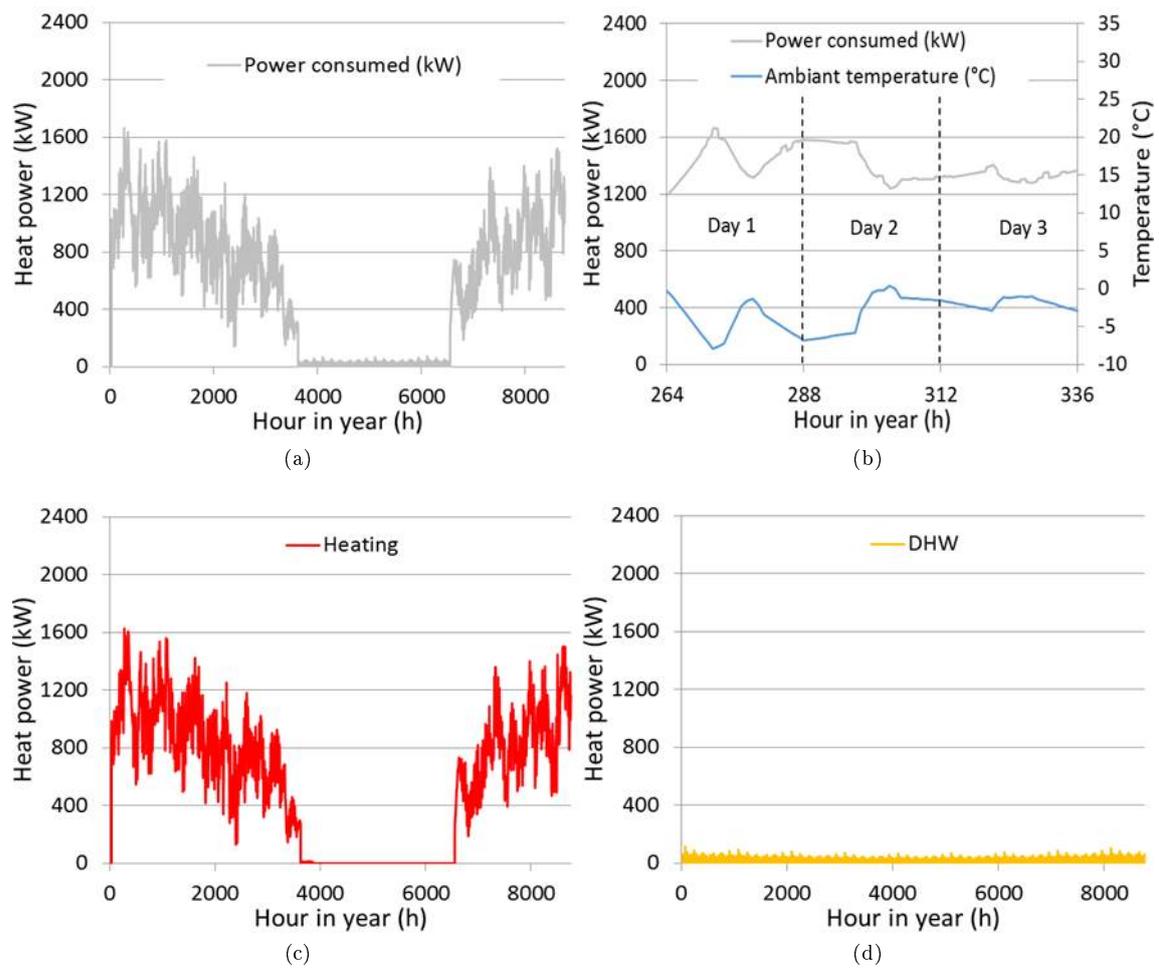


FIGURE 6.6 – Besoins thermiques du quartier soumis au climat de Paris

(a) Besoins thermiques annuels de chaleur (Chauffage + ECS) (b) Besoins thermiques chauffage et ECS les 11, 12 & 13 janvier (c) Besoins thermiques annuels de chauffage (d) Besoins thermiques annuels d'ECS

La demande annuelle totale de chaleur considérée est de 4 848 MWh, répartie comme suit : 4 786 MWh pour les besoins de chauffage collectif et 62 MWh pour l'approvisionnement en ECS.

6.4.2 Modèle de référence

Nous observons sur la Figure 6.7 l'évolution des températures aller/retour à la chaufferie et celles à différents points du réseau de chaleur correspondant à chaque sous-station.

6.4 Résultats

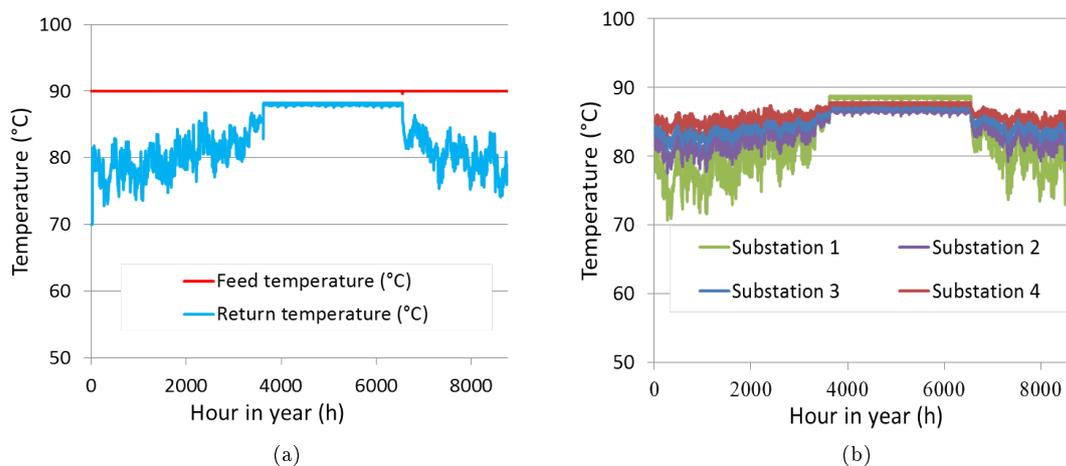


FIGURE 6.7 – Température du réseau de chaleur pour le modèle de référence

(a) Températures à la chaufferie (b) Température de retour du réseau à chaque sous-station

Les résultats montrent que la production satisfait la consigne de température de départ à 90 °C. Le retour en chaufferie ne descend pas en dessous de 70 °C. Le numéro de sous-stations augmentant avec l'éloignement par rapport à la chaufferie, la sous-station 1 présente à sa hauteur, la température de retour du réseau la plus basse. Toutefois, elle reste élevée pour l'intégration de sources récupérables.

La Figure 6.8 présente l'évolution des différentes puissances du système. Afin de mettre l'accent sur la différence entre la puissance produite et la puissance consommée, nous affichons les 2 courbes simultanément.

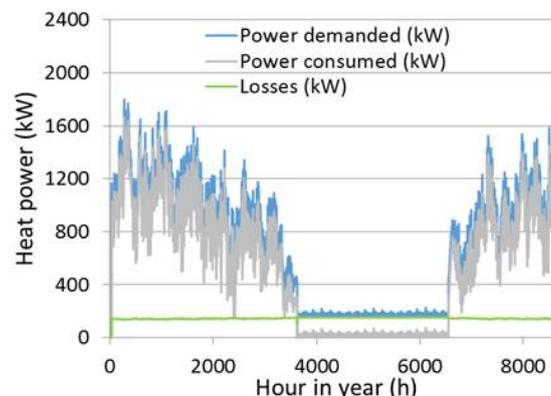


FIGURE 6.8 – Puissances consommées et délivrées par le modèle de référence

D'après les résultats de simulation, la valeur de la puissance appelée varie de 172 kW à 1 728 kW. L'appoint a été sollicité à chaque fois que la température ambiante se rapproche de 0 °C, voire inférieure à 0 °C. Cela correspond sur la Figure 6.8 aux pics d'appel de puissance supérieure à 1 500 kW. Il est mieux observé sur la Figure 6.9.

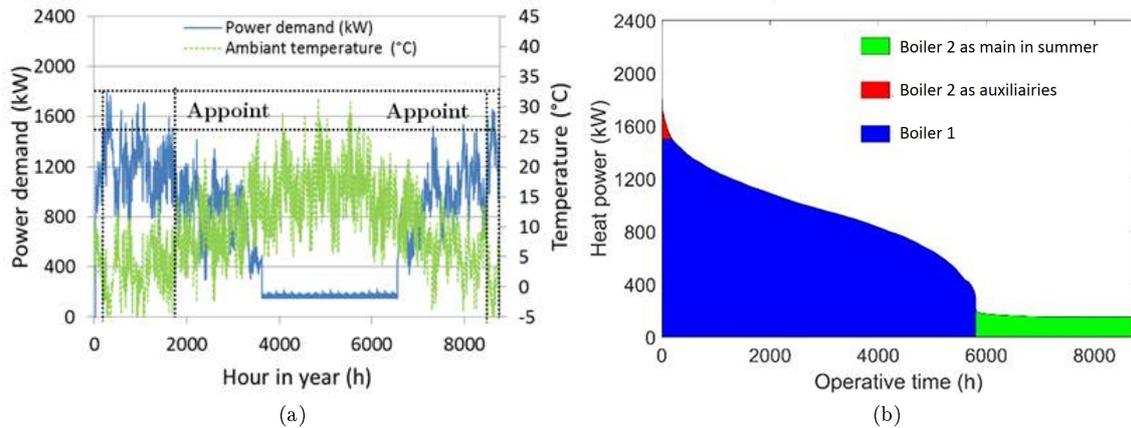


FIGURE 6.9 – Appoint et durée de fonctionnement du modèle de référence

(a) Déclenchement appoint (b) Durée de fonctionnement de la centrale

La Figure 6.9 montre que l'appoint a été sollicité à quelques reprises principalement en début et en fin d'année. Ce qui correspond aux périodes de basses températures. A droite, nous présentons la durée de fonctionnement de la centrale de production répartie entre la chaudière principale et la chaudière d'appoint. La centrale de production de chaleur fonctionne toute l'année. La chaudière principale (Boiler 1, sur la figure 6.9b) a couvert les besoins pendant 5 804 h. Durant cette plage horaire de fonctionnement, la chaudière 2 a été sollicitée sous forme d'appoint (Auxiliaires, sur la figure 6.9b) pendant 123 h, soit 2,12 % du temps de marche de la chaudière principale. La chaudière d'appoint qui couvre aussi les besoins d'ECS a fonctionné toute seule (Boiler 2, sur la figure 6.9b) pendant 2 928 h au total dans l'année.

Les puissances d'appel cumulées montent jusqu'à 60 752. 461 70 MW. Les besoins quant à eux, ils évoluent jusqu'à 1 666 kW. Au cours de la distribution, la puissance instantanée maximale perdue par l'ensemble du réseau (primaire et secondaire) est de 150 kW, avec un minimum de 105,5 kW. Le réseau primaire seul perd au maximum 32 kW et au minimum 23,5 kW.

Le Tableau 6.3 présente les valeurs de certains paramètres de performance du réseau.

Tableau 6.3 – Paramètres de performances du réseau – Température de départ fixe

t_{ON} (h)	d_{th} (kWh/m.an)	τ_{demand}	Energie consommée (MWh)	% Pertes réseau primaire	% Pertes réseau total
3 516	7,6	0,72	4 848	5,7	20,8

La densité thermique du réseau est supérieure à 6 ; ce qui n'est donc pas au niveau d'un réseau récent. Toutefois, étant supérieure à 1,5, la viabilité du réseau est validée.

Le temps de fonctionnement de la chaufferie équivalente à pleine puissance étant égal à 3 516 h, la chaudière est considérée comme étant performante. Rappelons que la valeur moyenne de référence vaut 2 500 h.

Le taux d'appel de puissance est supérieur à 50 %. Ceci étant, les pertes du réseau primaire sont certes dans les normes (environ 5 % de la consommation) mais celles du réseau secondaire ne sont pas négligeables. Pour des pertes moins importantes, ce taux serait plus élevé.

Le rendement du système est de 80 %.

6.4.3 Pilotage de la température de production

Dans le modèle de référence, la température de production est maintenue toute l'année à 90 °C ; ce qui n'est pas nécessaire en réalité car les émetteurs de chauffage fonctionnent à 70 °C et les besoins

6.4 Résultats

d'ECS sont à 60 – 65 °C. Le pilotage de température en fonction de la loi d'eau (Figure 6.10) permet de réguler la température en sortie de la chaufferie et d'éviter ainsi une surproduction ([182],[183]). En choisissant ce type de pilotage, il a bien été pris en compte que la consommation de pompage sera importante. Toutefois, notre étude ne l'intègre pas, ce qui nous permet de poursuivre nos analyses. Contrairement aux lois d'eau classiques où la température descend jusqu'à 20 °C (température souhaitée dans la pièce), nous avons fait l'hypothèse selon laquelle, la centrale de production délivre au minimum une température de 70 °C, afin de garantir les besoins d'ECS.

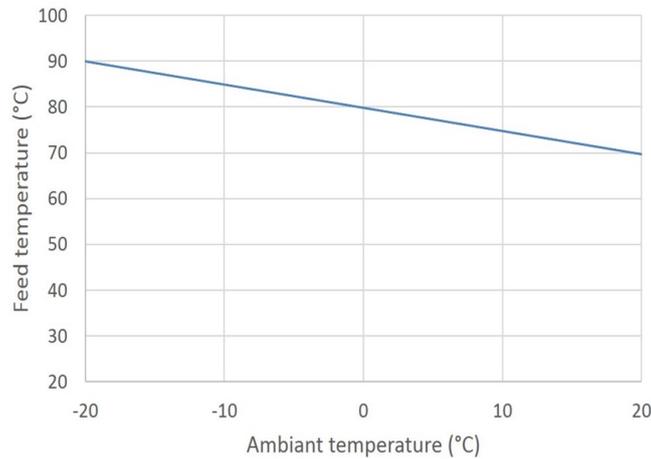


FIGURE 6.10 – Loi d'eau régissant la température de sortie en chaufferie

A partir de ce type de pilotage, la simulation permet d'avoir les résultats en température présentés à la Figure 6.11

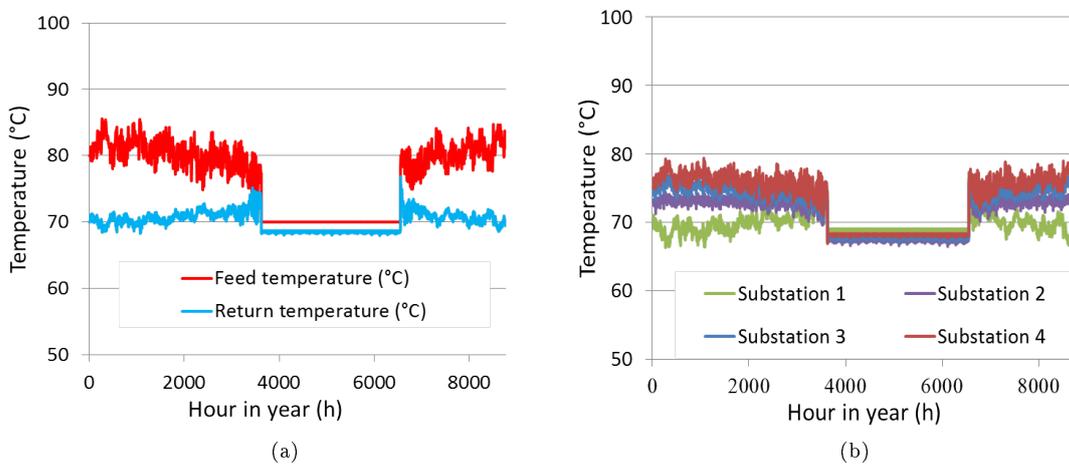


FIGURE 6.11 – Température du réseau de chaleur pour le modèle avec pilotage de la température de production

(a) Températures à la chaufferie (b) Température de retour du réseau à chaque sous-station

Le constat majeur est celui selon lequel la température aller du réseau ayant baissé, le retour est également plus bas sur le réseau primaire. Les valeurs de température sont quasiment maintenues autour de 70 °C pendant toute l'année, contrairement au cas de référence. Cependant, la température de la sous-station 1 présente des valeurs inférieures à 70 °C ; ce qui est intéressant.

Dans ce cas, la valeur la plus basse de la puissance appelée vaut 133 kW, soit 39 kW de moins que la puissance minimale comparé au cas de référence. L'appoint a moins été sollicité.

6.4 Résultats

Avec le pilotage de la température de production, la chaudière principale fonctionne toujours pendant 5 804 h. Cependant, l'appoint a été sollicité 13 h en moins, soit pendant 110 h. Ce qui correspond à 1,9 % du temps de marche de la chaudière principale. L'appoint ayant été moins sollicité, la chaudière d'appoint est utilisée toujours pendant 2 928 h au total dans l'année, mais avec une quantité d'énergie plus faible.

Les besoins restent inchangés. Au cours de la distribution, la puissance instantanée maximale perdue par l'ensemble du réseau (primaire et secondaire) est plus basse que le cas de référence, soit 128 kW, avec un minimum de 88 kW. Le réseau primaire seul perd au maximum 28,66 kW et au minimum 19,70 kW.

Dans le cas du pilotage de la température de production, le Tableau 6.4 présente les valeurs de certains paramètres de performance du réseau.

Tableau 6.4 – Paramètres de performances du réseau – Pilotage de la température de départ

t_{ON} (h)	d_{th} (kWh/m.an)	τ_{demand}	Energie livrée (MWh)	% Pertes réseau primaire	% Pertes réseau total
3 394	7,27	0,71	5 818	4,7	18

Toutes les valeurs des paramètres analysés ont baissé par rapport à la référence. Baisser la température du réseau a conduit à réduire les pertes thermiques. Pour les mêmes besoins de chaleur, 5 818 MWh ont été livrés avec une température variable en départ de chaufferie, tandis que pour une température fixe à 90 °C, il a fallu 6 075 MWh.

Le rendement du système a augmenté de 3 %. Il vaut maintenant 83 %.

6.4.4 Stockage par inertie dans le bâtiment et son pilotage

Les résultats de l'intégration du pilotage de la température de production sont satisfaisants du point de vue de la baisse de température retour du réseau. Ainsi, le nouveau modèle considéré ici pour les comparaisons en termes d'amélioration est celui du quartier avec un départ d'eau à température variable.

Dans ce premier cas d'amélioration, la puissance délivrée pour chauffer chaque bâtiment est régulée de sorte à modifier la température de consigne initialement fixée à 21 °C pendant toute la journée. En effet, lorsque la température extérieure est élevée en journée, l'idée est d'en profiter pour chauffer le logement au-delà de la consigne. Cela permettrait de réduire cette consigne lors des températures basses dans la même journée. C'est le principe du stockage / déstockage d'énergie dans l'enveloppe du bâtiment. Dans notre modèle, ayant utilisé un contrôleur PID dès le modèle de référence initial, le pilotage a été fait en fonction de la puissance à fournir à chaque logement défini par le PID et la puissance maximale imposée par les normes des bâtiments. Le logigramme du modèle proposé est présenté à la Figure 6.12.

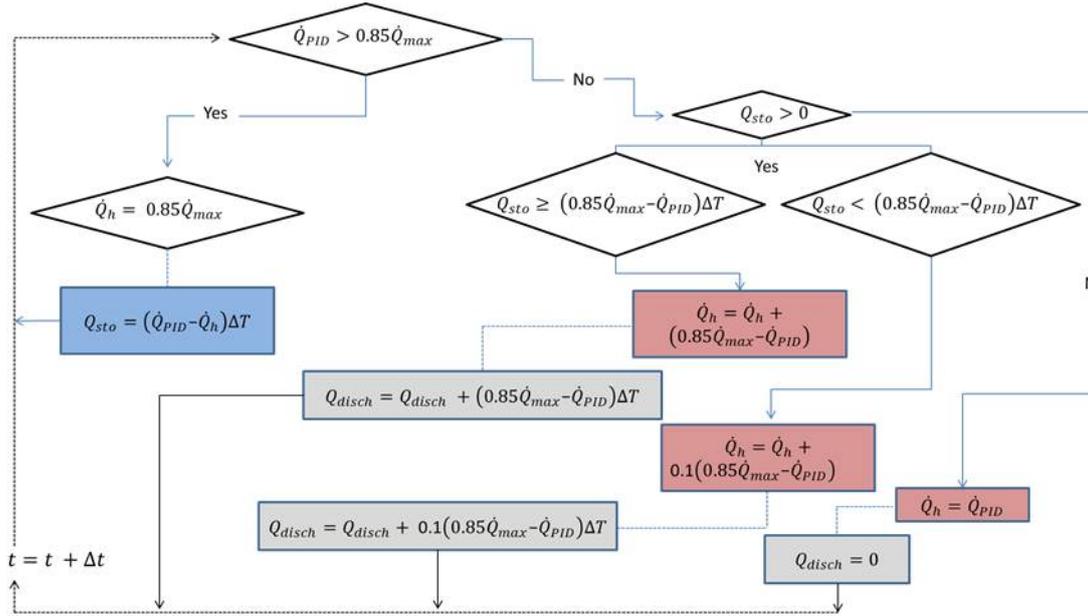


FIGURE 6.12 – Logigramme du modèle de régulation de la puissance dans les bâtiments

Le fonctionnement du modèle est réévalué à chaque pas de simulation, soit 0,1 h. Il consiste à faire du stockage et destockage par l'inertie du bâtiment. Tous les 0,1 h, la puissance nécessaire pour chauffer le bâtiment à 21 °C est comparée à 85 % de la puissance maximale imposée par la réglementation propre au bâtiment concerné. La limite de 85 % a été fixée par la simulation afin de rester dans la plage de confort (entre 19 °C et 22 °C dans les bâtiments). Dans le cas où la puissance est supérieure à cette limite, le modèle enregistre les valeurs excédentaires correspondant à la quantité d'énergie stockée dans l'enveloppe du bâtiment. Lorsque cette limite n'est pas atteinte, le modèle vérifie si le bâtiment dispose d'énergie stockée dans son enveloppe. Il procède comme suit : i) l'énergie stockée est-elle supérieure à 0 ? ii) l'énergie stockée est-elle supérieure à la quantité d'énergie nécessaire pour atteindre 85 % de la puissance maximale ? Une fois toutes ces conditions vérifiées, si elles sont satisfaites, l'énergie stockée est déstockée pour atteindre soit la limite de 85 % de la puissance max, soit 10 % de cette limite jusqu'à ce que le stock se vide. Il s'agit là d'un stockage de l'ordre de quelques heures à quelques jours.

La Figure 6.13 présente l'évolution de la puissance appelée à la chaufferie dans les cas avec et sans pilotage de la température de consigne pour le mois le plus froid de l'année, en l'occurrence celui de janvier.

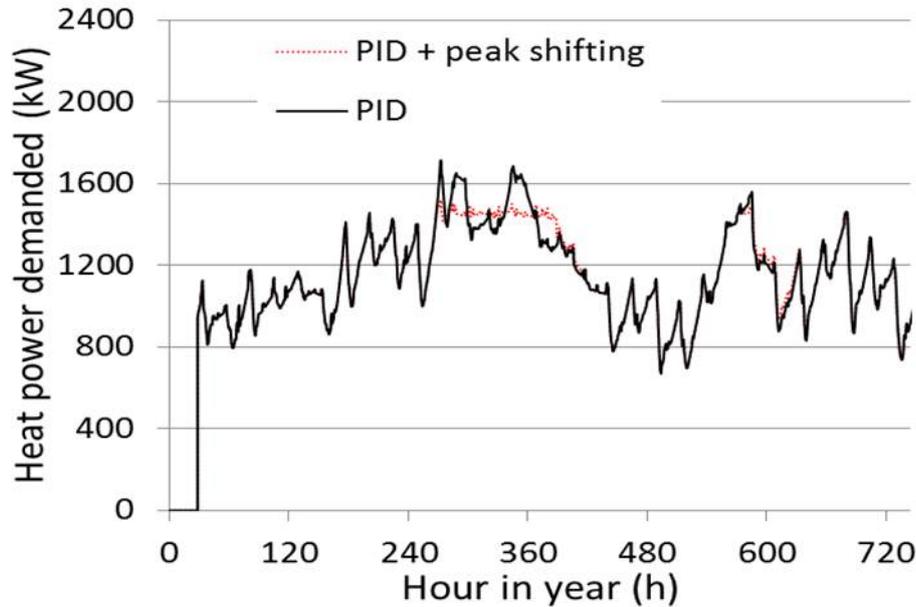


FIGURE 6.13 – Puissance appelée en chaufferie avec et sans pilotage de la température de consigne dans les logements au mois de janvier

Les résultats montrent que ce type de pilotage a permis de baisser les pics de consommation dans le logement où il est appliqué. Ceci étant, lorsqu'il est appliqué à l'ensemble des clients du réseau à travers des capteurs de puissances qui mesurent la puissance consommée par chaque bâtiment afin de réguler la température, il permet de baisser l'ensemble des pics de puissances consommées dans les sous-stations.

Au mois de janvier, entre le 11 et le 16, les températures extérieures étant très basses, la puissance appelée à la chaufferie atteint son pic annuel. A l'échelle de chaque bâtiment, le seuil est atteint et le modèle de stockage/déstockage est opérationnel. La puissance est ainsi plafonnée, ce qui correspond à un stockage d'énergie dans l'enveloppe de chaque bâtiment. Dans l'objectif de limiter les pertes, le temps de conservation de cette énergie n'est pas très long. Lorsque les capteurs de puissances indiquent des valeurs inférieures au seuil du modèle, le déstockage se met en route, comme on peut le voir sur la Figure 6.16, à chaque fois que la courbe rouge est supérieure à celle en noir. Inversement pour le mode stockage.

Avec le stockage/déstockage, l'énergie consommée par le réseau est le même 4 848 MWh. Le pilotage de la puissance de chauffage a permis d'économiser 13,42 MWh correspondant à des pics de consommation afin de les redistribuer sur des appels de puissances moins importants.

Pour l'ensemble des logements du quartier, si les pics de besoins sont réduits, cela entraîne également une baisse de la quantité d'énergie sollicitée au niveau des appoints. L'appoint est utilisé pendant 123 h initialement. Avec le pilotage de la température, cette durée est réduite à 110 h. Lorsque le stockage par inertie est mis en place, l'appoint n'est sollicité que pendant 10 h.

Les résultats montrent que le pilotage de la puissance de chauffage conduisant au stockage/déstockage de l'énergie par inertie du bâtiment a permis d'effacer quasiment les puissances d'appel en appoint. En effet, après une réduction de près de 1 MWh de l'énergie annuelle d'appoint à travers le pilotage de la température de production, nous réduisons de plus de 8 MWh la quantité d'énergie d'appoint annuelle avec le pilotage de la puissance de chauffage. Toutefois, la chaudière fonctionne un peu plus longtemps que dans le cas du pilotage précédent. Elle est opérationnelle pendant 3 737 h pour un taux d'appel de puissance τ_{demand} plus faible, soit 0,65.

Baisser les pics d'appels de puissance influe sur la température de retour du réseau en la faisant augmenter ou baisser selon l'augmentation ou la baisse de puissance. Ce qui entraîne également une baisse du pic de la puissance d'appel à la chaufferie.

6.5 Discussions

6.5.1 Performance du réseau de chaleur : Courbe de charge

Nous discutons ici 2 résultats différents : i) l'évolution de la courbe de charge pour les différents cas étudiés et ii) le comportement thermique des bâtiments soumis à la même consigne mais avec différentes inerties.

La courbe de charge apporte des éléments de précision sur la variation de la puissance d'appel dans le temps et pour différentes gammes de puissance. La Figure 6.14 présente les courbes de charge à la chaufferie pour le modèle soumis au pilotage de la température de production (température variable avec une loi d'eau et non à température fixe) et celui du modèle de pilotage de la puissance de chauffage dans chacun des logements.

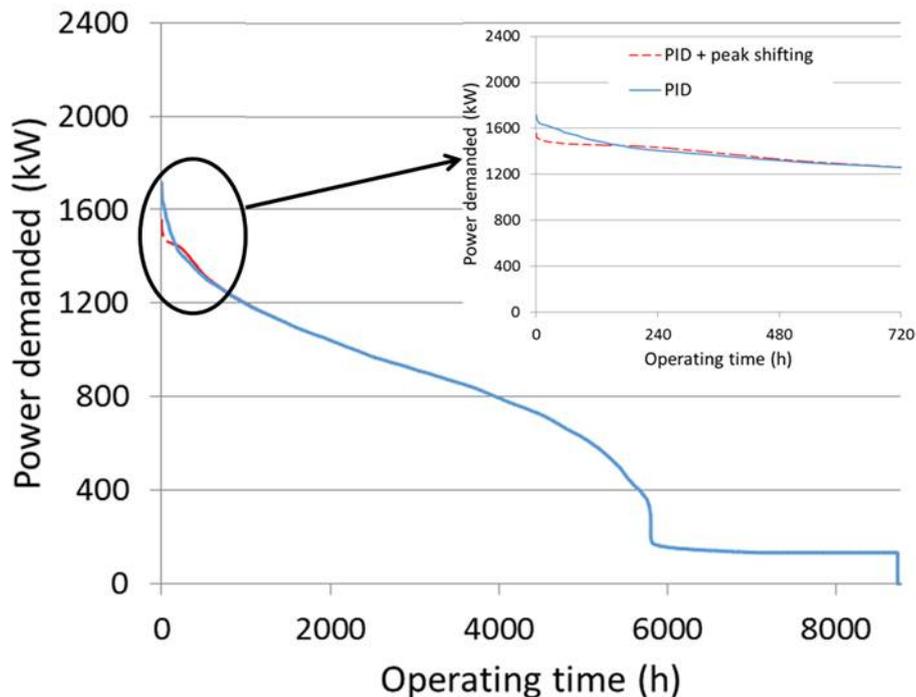


FIGURE 6.14 – Courbes de charge à la chaufferie

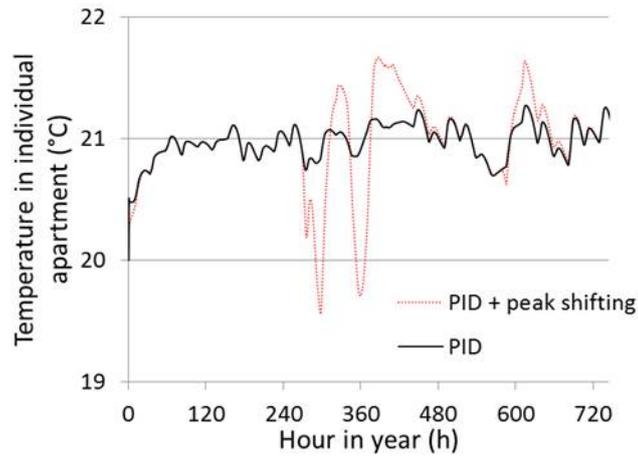
D'après les résultats obtenus, nous remarquons que les courbes de charge ne sont pas identiques. Le pic de puissance annuel en sortie de chaufferie sans le pilotage de puissance de chauffage vaut 1 714 kW. Il correspond à la demande de pointe à la date du 11 janvier à 8h. A cette même date et pour le même quartier (besoins identiques), avec un pilotage de la puissance de chauffage dans les bâtiments, le pic est réduit de 157 kW. Il vaut 1 557 kW. La puissance appelée avec pilotage est inférieure à celle sans pilotage pendant environ 230 h. Entre 230 h et 620 h, cette puissance (courbe en rouge) devient supérieure à celle sans le pilotage (courbe en bleu). Le reste du temps de fonctionnement les courbes de puissance se superposent.

En terme de pic de puissance appelée à la chaufferie, le pilotage de la puissance de chauffage dans les bâtiments a permis de faire une économie de 10 %. L'élément intéressant à noter est l'existence d'un point d'inversion de croissance entre la courbe de charge du modèle de pilotage de la température de production et celle du modèle de pilotage de la puissance de chauffage dans les bâtiments. Ce point décrit la limite entre l'effacement du pic de puissance (stockage) et la restitution de l'énergie au bâtiment (déstockage). Bien qu'il y ait cette augmentation de puissance dans la deuxième partie de la courbe de charge, elle reste dans la limite des puissances inférieures au pic initial; ce qui est bénéfique pour le système. Ceci dit, piloter la puissance de chauffage dans les bâtiments, permet de décaler les pics de puissance et par conséquent de se rapprocher du point de fonctionnement optimal.

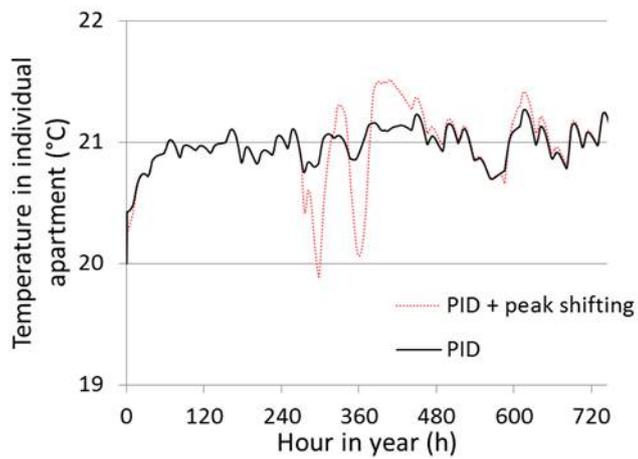
6.5.2 Comportement thermique des logements

6.5.2.1 Variation de température

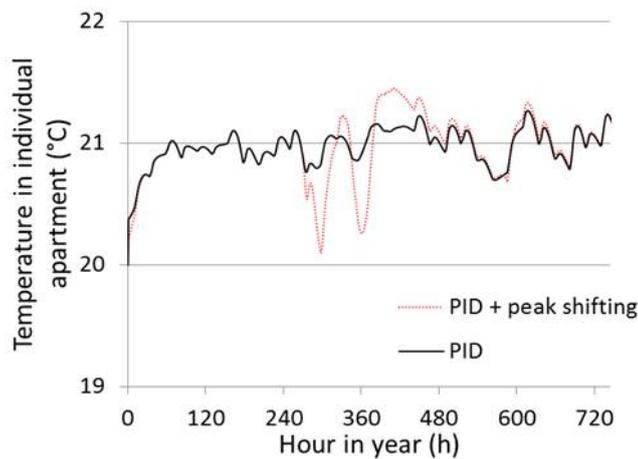
Les conditions de température dans les bâtiments sont dépendantes des conditions extérieures et des propriétés des bâtiments eux-mêmes. Sur la Figure 6.15, nous étudions le comportement de 3 bâtiments identiques (excepté leur inertie) lors du pilotage de la puissance de chauffage : i) un bâtiment A, léger (3 141 kJ/K) ; ii) un bâtiment B moyennement lourd (6 283 kJ/K) et iii) un bâtiment C, lourd (12 567 kJ/K). L'évolution de leurs températures respectives est présentée ci dessous.



(a)



(b)



(c)

FIGURE 6.15 – Comportement de différents bâtiments soumis au pilotage de déphase de la puissance de chauffage

(a) Bâtiment léger - $3\,141\text{ kJ/K}$ (b) Bâtiment moyennement lourd - $6\,283\text{ kJ/K}$ (c) Bâtiment lourd - $12\,567\text{ kJ/K}$

Pour la même puissance de seuil maximal (15,28 kW) appliquée lors du pilotage de la puissance

6.5 Discussions

de chauffage, les graphes montrent que la température dans les bâtiments est comprise dans la limite de la zone de confort. Toutefois, le bâtiment léger a une variation de température plus importante en présence du pilotage de la puissance de chauffage. Sa température minimale descend jusqu'à 19,56 °C, tandis que les 2 autres bâtiments moyennement lourd et lourd ont respectivement une valeur de température minimale égales à 19,89 °C et 20,10°C. De même, la température maximale dans le bâtiment léger lors du déstockage augmente jusqu'à 21,67 °C, tandis qu'elle n'atteint que 21,52 °C dans le bâtiment moyennement lourd et 21,46 °C dans le bâtiment lourd.

6.5.2.2 Puissances demandées par tranche horaire et bilan d'énergie

La puissance demandée aux heures dans une journée type (11 janvier) est analysée pour chaque intervalle de temps d'une heure (de 8h à 17h). Le tableau 6.5 présente les puissances demandées par tranche horaire en kW pour les différents types de bâtiments et selon que le déphasage de puissance est appliquée (1) ou non (0).

Tableau 6.5 – Puissances demandées par tranche horaire dans différents types de bâtiments

Types de bâtiments	Déphasage de puissance (1 ou 0)	Puissances demandées par tranche horaire (kW)									
		8 :00 9 :00	9 :00 10 :00	10 :00 11 :00	11 :00 12 :00	12 :00 13 :00	13 :00 14 :00	14 :00 15 :00	15 :00 16 :00	16 :00 17 :00	
Léger	0	17,52	17,35	16,65	15,84	15,02	14,56	14,34	14,05	14,02	
	1	15,28									
Moyennement lourd	0	17,38	17,19	16,61	15,88	15,14	14,69	14,48	14,25	14,16	
	1	15,28									
Lourd	0	17,22	17,02	16,53	15,88	15,21	14,78	14,57	14,38	14,27	
	1	15,28									

Le déphasage de puissance réduit tous les pics de puissance dans la journée en stockant de l'énergie qui est restituée par la suite. En présence du déphasage de puissance, le bâtiment lourd offre de meilleures performances par rapport aux autres bâtiments. Ces puissances d'appel sont beaucoup plus proches de celle du seuil de puissance de déphasage.

6.5.2.3 Relation entre puissance et température

En présence d'une fluctuation autour de la puissance de consigne, la Figure 6.17 montre la variation de la température en fonction de celle de la puissance pour les différents bâtiments soumis au pilotage de la puissance de chauffage. Pendant le déphasage de puissance, nous recensons les valeurs de températures minimale et maximale correspondant inversement aux puissances maximale et minimale pendant cette période. Ainsi, la Figure 6.16 trace T et \dot{Q} en fonction de m_{Cp} (léger, moyennement lourd, lourd). T et \dot{Q} sont données respectivement en Eq. (6.7) et (6.8).

$$\Delta T = T_{\max PID+peak\ shifting} - T_{\min PID+peak\ shifting} \quad (6.7)$$

$T_{\min PID+peak\ shifting}$ correspond à la température du bâtiment lorsque $\dot{Q}_{\max PID+peak\ shifting}$ est atteint. $\dot{Q}_{\max PID+peak\ shifting}$ étant le seuil maximal de déphasage de la puissance.

$$\Delta \dot{Q} = \dot{Q}_{\max PID+peak\ shifting} - \dot{Q}_{\min PID+peak\ shifting} \quad (6.8)$$

$T_{\max PID+peak\ shifting}$ est la température du bâtiment, atteinte pendant la phase de déstockage et pour une valeur notée $\dot{Q}_{\min PID+peak\ shifting}$

6.5 Discussions

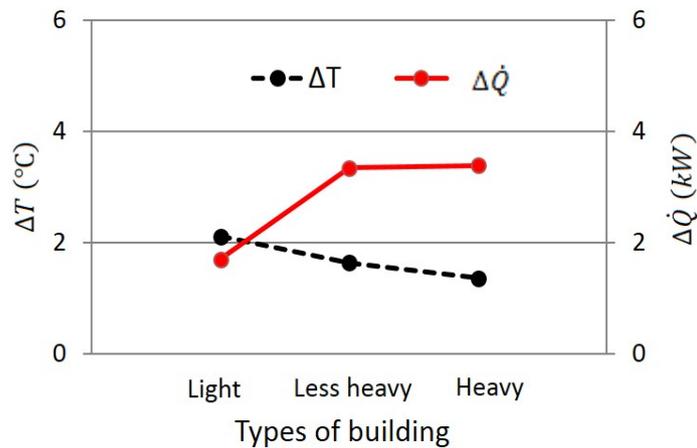


FIGURE 6.16 – Variation de température et de puissance dans différents types de bâtiments soumis au pilotage de la puissance de chauffage

Ces résultats montrent que pour les bâtiments avec une inertie élevée, l'application du pilotage de la puissance de chauffage a une marge plus importante. Ceci étant, la variation de puissance peut encore être réduite en diminuant la valeur seuil de puissance de pilotage; ce qui réduirait la température dans le bâtiment en mode stockage. D'un autre côté, en mode déstockage, la température du bâtiment peut encore être augmentée car la quantité d'énergie stockée est plus importante. Dans le cas étudié, la valeur maximale a été fixée à 85 % de la puissance maximale de chauffage des bâtiments. Nous procédons pour le bâtiment lourd (C) à une réduction de ce pourcentage de 3 % et observons le résultat à la Figure 6.17 que nous comparons avec celui du bâtiment léger précédemment obtenu.

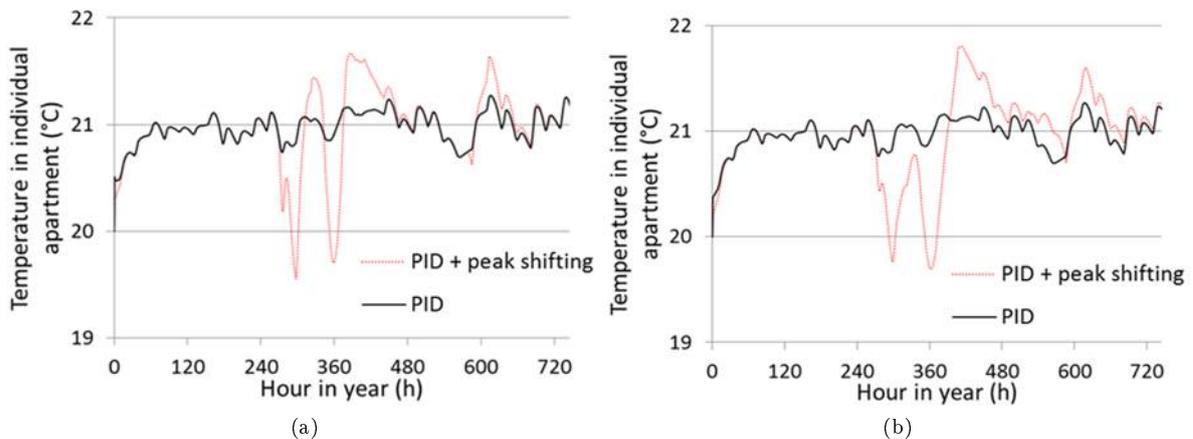


FIGURE 6.17 – Variation de température au mois de janvier dans 2 bâtiments avec et sans pilotage de la puissance de chauffage

a) Profil de température dans le bâtiment léger b) Profil de température dans le bâtiment lourd

Pour un bâtiment léger, lorsque nous appliquons le pilotage avec 85 % de la puissance maximale théorique comme seuil, la quantité d'énergie mensuelle stockée est de 74 kWh avec un delta T de 2 °C, des puissances minimale et maximale égales respectivement à 13,56 kW et 15,28 kW. Pour le même bâtiment, mais avec une inertie plus élevée, le même pourcentage nous a donné 72 kWh avec un delta T de 1,36 °C. Ainsi, lorsque ce pourcentage est réduit de 3 %, la quantité d'énergie mensuelle stockée vaut 108,5 kWh pour un delta T de 2 °C également et des puissances minimale et maximale égales respectivement à 11,57 kW et 14,76 kW.

En conclusion, tout en restant dans la zone de confort, pour une même variation de température lors d'un pilotage de puissance de chauffage, un bâtiment lourd est prédisposé à stocker plus d'énergie avec des variations de puissances plus élevées mais des valeurs de pics faibles. Cependant, un bâtiment léger en stockera moins avec de faibles variations de puissances, c'est-à-dire des pics d'appel de puissances élevées.

6.5.2.4 Seuil du déphasage de la puissance thermique des bâtiments

Les résultats précédents nous ont montré que les bâtiments réagissent de manière différente en fonction de leur capacité thermique. Pour les cas étudiés, la Figure 6.18 présente la réduction de température en fonction du temps dans les bâtiments de différentes capacités thermiques. Elle représente la différence entre la température initiale au lancement du déphasage et la température à chaque pas de temps de cette période.

$$T_{red_{max}} = T_0 - T_i \quad (6.9)$$

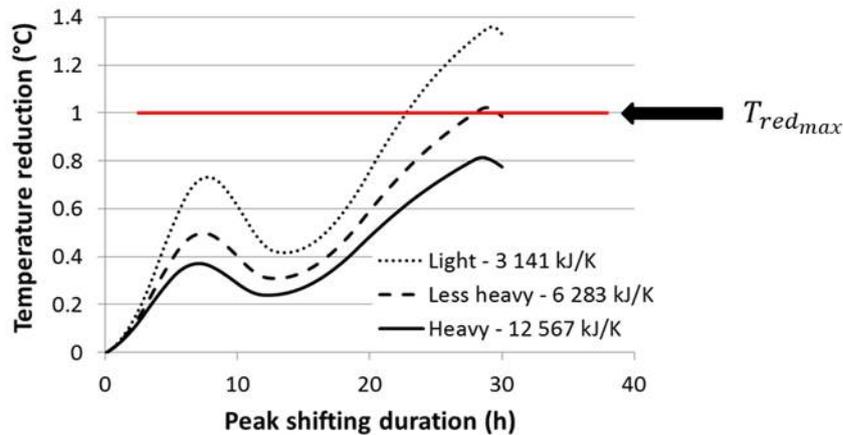


FIGURE 6.18 – Réduction de température en fonction du temps dans les bâtiments avec différentes capacités thermiques

$T_{red_{max}}$, qui est la température de réduction maximale autorisée pendant le pilotage du déphasage est fixée à 1 °C. Les résultats de cette figure nous indiquent que lorsqu'on réduit de 15 % la puissance maximale de chauffage, un bâtiment léger met 22,8 h pour baisser de 1 °C. Le bâtiment moyennement lourd met quant à lui 27,9 h, tandis que le bâtiment lourd ne baisse que de 0,81 °C au bout de 29,1 h. ceci étant, le bâtiment lourd pourrait encore être soumis pendant plus d'heures au déphasage de puissance ou alors avoir un pourcentage de réduction de puissance max plus élevé.

Cette étude confirme que plus les bâtiments ont une capacité thermique élevée, mieux ils sont adaptés au pilotage du déphasage de puissance.

6.5.3 Point d'intégration de sources fatales

Le point d'intégration optimale de sources fatales est très discutable car il dépend de plusieurs critères d'évaluation. Dans notre cas, nous avons fait l'hypothèse unique autour de la température la plus basse du réseau. Dans d'autres cas, des hypothèses supplémentaires telles que la proximité à une sous-station en particulier ou un point d'intérêt particulier du réseau auraient pu y être rajoutées.

Choisir le point de retour de température la plus basse est une chose. Sa position par rapport à la chaufferie en est une autre également. Un point d'injection de sources fatales très éloigné de la chaufferie est synonyme d'augmentation de pertes thermiques et donc de perte de puissance produite également.

Dans notre modèle, d'après les Figures 6.11b et 6.14), la température de retour du réseau la plus basse est située au niveau de la sous-station 1, même si elle reste encore un peu élevée pour un

6.5 Discussions

système efficient d'intégration de sources fatales. Cette sous-station est la plus proche de la chaufferie et elle est la plus importante consommatrice d'énergie. C'est le scénario idéal de limitation des pertes thermiques de température pour notre système avec intégration de sources fatales. L'intérêt d'avoir la température la plus froide est d'avoir également les meilleures performances au niveau de notre système de récupération et valorisation via pompe à chaleur. Ceci étant, si l'injection des sources récupérables est difficile sur le circuit primaire, cette étude montre la possibilité de les intégrer au niveau d'une sous-station.

6.6 Conclusion

Cette étude nous a permis d'avoir un modèle de réseau de chaleur fonctionnel. A partir de cela, différentes simulations sont faites afin de mieux déterminer par la suite le point de température la plus basse du réseau. Les réseaux anciens sont limités dans la quête de l'optimisation. Toutefois, il est toujours possible d'apporter des éléments d'amélioration de leur performance. C'est dans ce sens que nous sommes parvenus à réduire la température de retour du réseau d'une dizaine de degré par rapport au cas initial, pris comme référence. Les paramètres d'évaluation de performance du réseau que nous avons définis nous ont permis de connaître le temps de fonctionnement à la chaufferie, les puissances en jeu, les pertes d'énergie dans les canalisations, etc.

Ce modèle est une contribution supplémentaire à la promotion des énergies récupérables en milieu urbain. En effet, il constitue un vecteur d'études de leur intégration dans le réseau. Le déphasage de la puissance de chauffage dans les bâtiments et le pilotage de la température de production nécessitent la mise en place d'éléments communicants en l'occurrence des capteurs. Les méthodes de contrôle contribuent à baisser la puissance d'appel. En cas de chute de températures sur plusieurs jours, cette solution reste valable. Toutefois, des dispositions d'amélioration de la répartition du destockage de l'énergie emmagasinée peuvent toujours être apportées.

Conclusion générale

Les présents travaux de thèse ont consisté à développer une étude comparative de la production, du stockage et de la consommation d'énergie thermique en milieu urbain aux échelles individuelle et collective. Ils mettent en évidence la nécessité de promouvoir les énergies renouvelables et de valoriser les énergies fatales. La bibliographie montre en effet l'existence de plusieurs sources d'énergies fatales en milieu urbain, en plus de celles d'origine renouvelable bien connues. Toutefois, ces sources fatales sont mal estimées ou surestimées. C'est dans ce sens que nous avons débuté par un travail de recensement des sources fatales et d'étude des technologies permettant de les coupler aux besoins. Ainsi, des sources telles que les eaux-usées, les centres de données (data center), les blanchisseries industrielles, les verreries et les usines d'incinération d'ordures ménagères (UIOM) ont été recensées. Recov'Heat a montré une intermittence entre ces sources et les demandes. Par exemple, pour 7 500 équivalents habitants, dans le cas de besoins de chauffage et d'ECS, contrairement à 82 % de taux de couverture théorique annoncé, 1 170 MWh sont récupérables à l'année, soit 27 % seulement de couverture des besoins. Il y a un écart important entre le bilan grossier et Recov'Heat. Ainsi, l'outil a permis d'évaluer avec rapidité et à l'échelle du quartier différentes combinaisons, un intérêt pour le foisonnement. Recov'Heat est disponible en ligne sur le site <http://tools.efficacity.com>. Ensuite, parmi les technologies étudiées, la PAC est apparue comme un élément indispensable pour la conversion d'énergie thermique en milieu urbain. Elle représente un potentiel concurrent aux systèmes collectifs. La comparaison de son installation entre l'échelle individuelle et l'échelle collective a montré que la performance de production est supérieure à 2,58 dans le collectif, contrairement à l'individuel. Ainsi, il y a une économie d'énergie primaire dans le collectif ; ce qui n'est pas le cas en individuel. Cependant, les pertes de rebouclage étant inévitables dans le collectif, les performances du système sont favorables à l'échelle individuelle. Toutefois, le potentiel énergétique du quartier est élevé, avec la récupération des eaux-usées par exemple. Ceci étant, il y a tout intérêt à favoriser cette échelle. Quant au dimensionnement du stockage, il varie suivant une installation collective ou individuelle. Les résultats de différents scénarii lors de l'utilisation d'un ballon de stockage couvrant les phases de standby et de puisage simulés sous TRNSYS sont i) En collectif, les puisages étant plus réguliers qu'en individuel, le standby y est donc moins présent. Or, en absence de puisage, seules la conduction et les pertes entrent en jeu. ii) Dans la thermocline et dans d'autres parties du ballon, la diffusion thermique entre différentes couches d'eau détériore la stratification. Dans le collectif, en plus d'avoir moins de standby, le volume du ballon limite l'impact de la conduction. Pour analyser l'influence de l'intégration du stockage dans la réalisation des projets d'énergie renouvelable et/ou de récupération/valorisation de chaleur fatale dans le RCU, un module de stockage estimant rapidement la capacité de stockage a été développé. Les résultats donnés par le module montrent que le stockage actif permet d'augmenter efficacement le taux de couverture des besoins à partir de la récupération de sources fatales intermittentes. Il est donc nécessaire aux industriels pour pré-étude de stockage à l'échelle du quartier pour les projets de récupération d'énergie. Le module montre que le taux de récupération augmente en fonction de la capacité de stockage. Toutefois, le cycle de fonctionnement effectif dépend tant du volume de TES que des courbes de potentiel de production. Cependant, le même volume de stockage pouvant servir de ballon tampon de stockage en hiver lorsque les besoins ne sont pas très élevés, tandis qu'en été pour les faibles demandes de chaleur, il est considéré comme un stockage hebdomadaire. Une comparaison est également faite entre le stockage direct d'ECS et le stockage indirect à travers les matériaux à changement de phase (MCP). Le TES indirect basé sur MCP, permet d'économiser 25 % du volume de stockage tout en offrant des performances équivalentes au TES direct. D'autre part, le stockage passif par inertie du bâtiment a permis de baisser les pics d'appel de puissance dans le réseau de chaleur. En effet, les résultats du modèle de RCU ancien modélisé et simulé montrent qu'en

6.6 Conclusion

jouant sur la puissance de chauffage dans chaque bâtiment, permet d'utiliser l'inertie thermique du bâti sans occasionner un ressenti dans les bâtiments, ± 1 °C de variation. Les avantages ont été i) de baisser le pic d'appel de puissance, ii) moins d'appoint, iii) plus d'énergie récupérable possible. Pour réaliser un tel pilotage, avec les sous-stations actuelles, il faudrait fausser la température extérieure afin de modifier la puissance de chauffage. Avec les systèmes nouveaux, cela passe par l'installation des compteurs communicants de chauffage pour mieux faire la régulation. Ce modèle est une contribution supplémentaire à la promotion des énergies récupérables en milieu urbain. Il est difficile d'intégrer les sources récupérables dans les RCU anciens sauf en passant par certaines sous-stations spécialement pilotées.

Limites et perspectives

Les énergies renouvelables et les énergies de récupération ont le principal inconvénient de ne pas être forcément en phase avec les besoins du quartier. De plus, le point de production et celui des consommations ne sont pas toujours identiques. Les travaux de cette thèse ont apporté des éléments de réponse à ces problématiques. Toutefois, quelques limites sont à noter, ce qui entraînera donc des perspectives nouvelles. En effet, les limites de la version actuelle de Recov'Heat développé en chapitre 2 comprennent : i) l'échelle mensuelle, ii) l'estimation de l'énergie sans tenir compte du niveau de température pour plusieurs sources telles que le datacenter, et iii) sans stockage de chaleur. Recov'Heat a tendance par exemple à surévaluer systématiquement la quantité d'énergie récupérable sur le processus d'incinération. Plusieurs causes peuvent être à l'origine de ce décalage : i) tout d'abord, Recov'Heat calcule le potentiel de récupération sur le four de l'usine d'incinération ainsi que sur les fumées alors que les UIOM actuelles valorisent seulement la chaleur fatale issue du four ; ii) de plus, les UIOM sont soumises à des périodes de maintenance qui les obligent à stopper leurs activités. Dans Recov'Heat, la récupération est calculée sur 8760 h, soit sans aucune interruption ; iii) le Pouvoir Calorifique Inférieur (PCI) (J/kg) est un autre facteur expliquant cette différence, il détermine la quantité d'énergie des déchets. Considéré constant dans cette première version de Recov'Heat, il varie en réalité d'une installation à l'autre. Aussi, pour certains cas réels, la plupart de la récupération se fait pour le chauffage et donc fonctionne uniquement pendant l'hiver ; iv) Enfin, il y a des cas où le surplus de récupération est non valorisable, lorsque les besoins sont moins importants. Cela signifie qu'il existe des cas où une usine d'incinération n'est pas dans une zone urbaine et les besoins thermiques autour de l'usine sont moins importants que les ressources. Le pas de temps est passé en horaire pour l'intégration du stockage en chapitre 4. Les perspectives à venir sur ce travail sont la prise en compte de toutes les contraintes techniques afin de se rapprocher le maximum possible des cas réels. Les besoins et la composition du quartier sont à affiner. L'aspect géographique pouvant impacter les niveaux de température, le prendre en compte serait également intéressant. Au niveau du stockage qui a été intégré et étudié, la perspective principale de cette partie d'étude réalisée sous MATLAB est de rendre plus fin le module de stockage pour son intégration dans le circuit hydraulique du quartier (température dynamique) à travers un modèle physique. De plus, il y a la prise en compte de l'apport électrique sur PAC. Bien que l'objectif initial de l'étude du stockage soit essentiellement axé sur la détermination de la capacité optimale de stockage, faire varier la température dynamiquement permet un couplage au RCU dans des conditions réelles. Aussi, d'un point de vue de la stratification et des profils de puisage, les résultats ont montré la nécessité d'avoir peu de temps de standby. Ceci étant, de futurs travaux pourront se faire sur la détermination d'un débit minimal en fonction des paramètres géométriques du ballon de stockage. Une autre perspective consiste à ouvrir des recherches particulières sur le stockage à partir de matériaux à changement de phase à l'échelle du quartier. Ces travaux de recherche qui ont débouché sur une échelle plus large, notamment celle du quartier, offrent beaucoup de possibilités pour d'autres études futures. En effet, le recensement de sources fatales et/ou renouvelables en milieu urbain, leur valorisation à partir de différents systèmes de production, de stockage et de distribution à travers le réseau de chaleur constituent un outil d'aide à la décision dans le cadre d'un projet énergétique. Il est donc intéressant de i) poursuivre des recherches sur une intégration plus large de systèmes énergétiques tels que les pompes à chaleur dans le RCU afin de baisser leur température et de produire en décentralisé ; ii) analyser les performances du réseau avec différentes techniques du bypass ; iii) faire une étude poussée sur les bâtiments en fonction de leur capacité avant de l'extrapoler à l'échelle du quartier. Une attention particulière est consacrée à l'intégration de capteurs dans l'étude du stockage et du contrôle du RCU. En effet, le module de stockage développé fait des vérifications au préalable avant d'enclencher le processus de charge ou celui de décharge. Ainsi, des capteurs de

6.6 Conclusion

mesure de températures permettront de réaliser des calculs en temps réel pour renseigner sur l'état de charge. Une correspondance linéaire entre la plage de températures utiles et les quantités d'énergies minimale et maximale est nécessaire. Pour ce qui concerne les puissances minimale et/ou maximale de charge/décharge, des compteurs de débit et des capteurs de températures entrée/sortie peuvent être intégrés. Le bilan énergétique permettra alors de déterminer à chaque instant les puissances de charge et/ou de décharge. A l'échelle du RCU, afin de gérer le contrôle par déphasage de puissance, il serait intéressant de développer, si besoin, ou d'intégrer tout simplement une maquette de mesure de puissance. Il s'agit d'un dispositif pouvant mesurer les températures d'eau au point de distribution (capteurs numériques), le débit (débitmètre). Il intègre en son sein une carte d'acquisition pouvant également calculer automatiquement la puissance. La carte, elle-même doit pouvoir être contrôlée via un serveur afin de relier plusieurs (une pour chaque bâtiment) et pouvoir piloter la chaufferie. Cela revient tout simplement à explorer le potentiel d'une dissémination plus importante de réseaux de capteurs et d'automatismes, soit le micro smart grid thermique. Aussi, il serait intéressant i) d'appliquer le déphasage de puissance sur tout l'hiver ii) d'intégrer les réduits de nuit et iii) de tester l'inertie de différents matériaux.

Bibliographie

- [1] Karen NORTON. *NASA, NOAA Data Show 2016 Warmest Year on Record Globally*. und. Text. Jan. 2017. URL : <http://www.nasa.gov/press-release/nasa-noaa-data-show-2016-warmest-year-on-record-globally> (visité le 23/08/2017).
- [2] *Températures : l'année 2016 est la plus chaude jamais enregistrée sur Terre*. URL : https://www.challenges.fr/entreprise/environnement/temperatures-1-annee-2016-est-la-plus-chaude-jamais-enregistree-sur-terre_448825 (visité le 23/08/2017).
- [3] Bruno LAPILLONNE, Karine POLLIER et Nehir SAMCI. "Energy efficiency trends for households in the EU". In : *Enerdata. Retrieved June 22 (2014)*, p. 2015. URL : <http://www.odysseemure.eu/publications/efficiency-by-sector/household/household-eu.pdf> (visité le 03/08/2017).
- [4] *ADEME - CHIFFRES CLÉS du bâtiment - Edition 2014*. URL : <http://multimedia.ademe.fr/catalogues/chiffres-cles-climat-air-energie-2014/data/catalogue.pdf> (visité le 28/08/2017).
- [5] *DIRECTIVE OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL*. URL : http://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:efad95f3-b7f5-11e6-9e3c-01aa75ed71a1.0009.02/DOC_1&format=PDF (visité le 28/08/2017).
- [6] *LOI numéro 2015-992 du 17 août 2015 relative à la transition énergétique pour la croissance verte*. Août 2015. (Visité le 19/08/2017).
- [7] *Chiffres clés de l'énergie Édition 2016*. URL : <http://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/publications/p/2669/966/chiffres-cles-lenergie-edition-2016.html> (visité le 28/08/2017).
- [8] Martin SIMARD. "Paulet, Jean-Pierre (2000) Géographie urbaine. Paris, Armand Colin (Coll. « U Géographie ») 288 p. (ISBN 2-200-25044-4)". fr. In : *Cahiers de géographie du Québec* 46.127 (2002), p. 118. ISSN : 0007-9766, 1708-8968. DOI : 10.7202/023033ar. URL : <http://id.erudit.org/iderudit/023033ar> (visité le 28/08/2017).
- [9] *Insee - Institut national de la statistique et des études économiques*. URL : <https://www.insee.fr/fr/accueil> (visité le 28/08/2017).
- [10] *Ministère de l'Écologie du Développement Durable et de l'Énergie - Data.gouv.fr*. URL : <https://www.data.gouv.fr/fr/organizations/ministere-de-l-ecologie-du-developpement-durable-et-de-l-energie/> (visité le 28/08/2017).
- [11] *Chiffres clés de l'énergie Édition 2016*. URL : http://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/fileadmin/user_upload/Datalab-13-CC-de_l-energie-edition-2016-fevrier2017.pdf (visité le 28/08/2017).
- [12] *EUR-Lex - 32009L0028 - EN - EUR-Lex*. URL : <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/FR/TXT/?uri=CELEX%3A32009L0028> (visité le 29/08/2017).
- [13] *Énergies et climat : Observation et statistiques*. URL : <http://www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr/energie-climat/966.html> (visité le 28/08/2017).
- [14] *Bilan 2016 et perspectives 2017 du génie climatique*. URL : https://www.rp.factocom.fr/wp-content/uploads/2017/02/2017_02_02_DP_UNICLIMA-RESULTATS-2016_Version-finale.pdf (visité le 28/08/2017).

BIBLIOGRAPHIE

- [15] *Chiffres clés des énergies renouvelables - Édition 2015*. URL : http://www.aitf.fr/system/files/files/rep_-_chiffres_cles_energies_renouvelables.pdf (visité le 28/08/2017).
- [16] *Les chiffres clés 2015 des réseaux de chaleur*. URL : https://www.dhcnews.com/wp-content/uploads/2016/12/SNCU_Synthese_Dec16-1.pdf (visité le 28/08/2017).
- [17] *La chaleur fatale industrielle*. URL : <http://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/ademe-chaleur-fatale-industrielle-8445-2015-03.pdf> (visité le 28/08/2017).
- [18] Robin WILTSHIRE. *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems*. en. Google-Books-ID : ck6dBAAQBAJ. Woodhead Publishing, août 2015. ISBN : 978-1-78242-395-9.
- [19] *ADEME - CHIFFRES CLÉS du bâtiment - Edition 2013*. URL : <http://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/chiffres-cles-batiment-edition-2013-8123.pdf> (visité le 28/08/2017).
- [20] *Le Fonds Chaleur 2017*. URL : http://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/instruct_generales_fds_chal_2017_06-04-17.pdf (visité le 28/08/2017).
- [21] Poul Alberg ØSTERGAARD. "Comparing electricity, heat and biogas storages' impacts on renewable energy integration". In : *Energy*. 7th Biennial International Workshop "Advances in Energy Studies" 37.1 (jan. 2012), p. 255-262. ISSN : 0360-5442. DOI : 10.1016/j.energy.2011.11.039. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544211007705>.
- [22] *LES MOYENS DE PRODUCTION D'ENERGIE ELECTRIQUES ET THERMIQUES*. URL : http://www.plan-eco-energie-bretagne.fr/upload/docs/application/pdf/2014-06/les_moyens_de_production_denergie_-_version_finale.pdf (visité le 28/08/2017).
- [23] *DOSSIER ENERGIES - Données chiffrées*. URL : http://www.fnh.org/francais/doc/en_ligne/energie/dossier_art5.htm (visité le 29/08/2017).
- [24] Serafim OPRICOVIC et Gwo-Hshiong TZENG. "Compromise solution by MCDM methods : A comparative analysis of VIKOR and TOPSIS". In : *European Journal of Operational Research* 156.2 (juil. 2004), p. 445-455. ISSN : 0377-2217. DOI : 10.1016/S0377-2217(03)00020-1. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0377221703000201>.
- [25] Marco CASINI et al. "Model-based decision support for integrated management and control of coastal lagoons". In : *Control Conference (ECC), 2007 European*. IEEE, 2007, p. 2242-2249. URL : <http://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/7068805/> (visité le 29/08/2017).
- [26] J. R. SAN CRISTÓBAL. "Multi-criteria decision-making in the selection of a renewable energy project in spain : The Vikor method". In : *Renewable Energy* 36.2 (fév. 2011), p. 498-502. ISSN : 0960-1481. DOI : 10.1016/j.renene.2010.07.031. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148110003563>.
- [27] Aibin YAN et al. "Hydraulic performance of a new district heating systems with distributed variable speed pumps". In : *Applied Energy* 112 (déc. 2013), p. 876-885. ISSN : 0306-2619. DOI : 10.1016/j.apenergy.2013.06.031. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261913005382>.
- [28] Baoping XU, Lin FU et Hongfa DI. "Field investigation on consumer behavior and hydraulic performance of a district heating system in Tianjin, China". In : *Building and Environment* 44.2 (fév. 2009), p. 249-259. ISSN : 0360-1323. DOI : 10.1016/j.buildenv.2008.03.002. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132308000383>.
- [29] Xiang-li LI, Lin DUANMU et Hai-wen SHU. "Optimal design of district heating and cooling pipe network of seawater-source heat pump". In : *Energy and Buildings*. International Conference on Building Energy and Environment (COBEE 2008) 42.1 (jan. 2010), p. 100-104. ISSN : 0378-7788. DOI : 10.1016/j.enbuild.2009.07.016. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778809001431>.
- [30] Francisco JURADO, Antonio CANO et José CARPIO. "Modelling of combined cycle power plants using biomass". In : *Renewable Energy* 28.5 (2003), p. 743-753. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148102001131> (visité le 29/08/2017).

BIBLIOGRAPHIE

- [31] Arif HEPBASLI et al. “A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems”. en. In : *Energy Conversion and Management* 88 (déc. 2014), p. 700-722. ISSN : 01968904. DOI : [10.1016/j.enconman.2014.08.065](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.08.065). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890414007900> (visité le 21/08/2017).
- [32] *Récupération de chaleur dans les verreries*. URL : <http://tools.efficacity.com/recovheat-presentation-source-verreries/> (visité le 28/08/2017).
- [33] Kristina HOLMGREN. “Role of a district-heating network as a user of waste-heat supply from various sources – the case of Göteborg”. en. In : *Applied Energy* 83.12 (déc. 2006), p. 1351-1367. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2006.02.001](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2006.02.001). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S030626190600016X> (visité le 30/08/2017).
- [34] Simon PERRY, Jiří KLEMEŠ et Igor BULATOV. “Integrating waste and renewable energy to reduce the carbon footprint of locally integrated energy sectors”. en. In : *Energy* 33.10 (oct. 2008), p. 1489-1497. ISSN : 03605442. DOI : [10.1016/j.energy.2008.03.008](https://doi.org/10.1016/j.energy.2008.03.008). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544208000911> (visité le 30/08/2017).
- [35] Clemens FORMAN et al. “Estimating the global waste heat potential”. en. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 57 (mai 2016), p. 1568-1579. ISSN : 13640321. DOI : [10.1016/j.rser.2015.12.192](https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032115015750> (visité le 21/08/2017).
- [36] Ankur KAPIL et al. “Process integration of low grade heat in process industry with district heating networks”. en. In : *Energy* 44.1 (août 2012), p. 11-19. ISSN : 03605442. DOI : [10.1016/j.energy.2011.12.015](https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.015). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544211008097> (visité le 30/08/2017).
- [37] Augustine N. AJAH et al. “Integrated conceptual design of a robust and reliable waste-heat district heating system”. en. In : *Applied Thermal Engineering* 27.7 (mai 2007), p. 1158-1164. ISSN : 13594311. DOI : [10.1016/j.applthermaleng.2006.02.039](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.039). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431106001074> (visité le 30/08/2017).
- [38] Li ZHEN et al. “District cooling and heating with seawater as heat source and sink in Dalian, China”. In : *Renewable Energy* 32.15 (déc. 2007), p. 2603-2616. ISSN : 0960-1481. DOI : [10.1016/j.renene.2006.12.015](https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.12.015). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148107000055>.
- [39] Xue XUE et al. “An interactive building power demand management strategy for facilitating smart grid optimization”. en. In : *Applied Energy* 116 (mar. 2014), p. 297-310. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2013.11.064](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.11.064). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261913009719> (visité le 20/04/2015).
- [40] D. C. LILICRAP et P. J. DAVIDSON. “Building energy standards–tool for certification (best-cert)–pilot methodologies investigated”. In : *Building Research Establishment, Garston, UK* (2005). URL : http://enper-exist.com/pdf/workshops/06_Bestcert_DavidsonLillicrap.pdf (visité le 20/04/2015).
- [41] Peder BACHER et Henrik MADSEN. “Identifying suitable models for the heat dynamics of buildings”. en. In : *Energy and Buildings* 43.7 (juil. 2011), p. 1511-1522. ISSN : 03787788. DOI : [10.1016/j.enbuild.2011.02.005](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.02.005). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378778811000491> (visité le 11/12/2014).
- [42] A. HUSAUNDEE et al. “SIMBAD : A simulation toolbox for the design and test of HVAC control systems”. In : *Proceedings of the 5th international IBPSA conference*. T. 2. 1997, p. 269-276. URL : http://www.ibpsa.org/%5Cproceedings%5CBS1997%5CBS97_P022.pdf (visité le 29/08/2017).
- [43] A. ARTECONI, N. J. HEWITT et F. POLONARA. “Domestic demand-side management (DSM) : Role of heat pumps and thermal energy storage (TES) systems”. In : *Applied Thermal Engineering* 51.1 (mar. 2013), p. 155-165. ISSN : 1359-4311. DOI : [10.1016/j.applthermaleng.2012.09.023](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.09.023). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431112006357>.

BIBLIOGRAPHIE

- [44] Xiaoyu LIU et al. “Performance analysis of a multi-functional Heat pump system in heating mode”. In : *Applied Thermal Engineering* 51.1 (mar. 2013), p. 698-710. ISSN : 1359-4311. DOI : [10.1016/j.applthermaleng.2012.08.043](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.043). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431112005662>.
- [45] Neil J HEWITT. “Heat pumps and energy storage – The challenges of implementation”. In : *Applied Energy*. Special issue on Thermal Energy Management in the Process Industries 89.1 (jan. 2012), p. 37-44. ISSN : 0306-2619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2010.12.028](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.12.028). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261910005489>.
- [46] Gurjot GILL et Alan FUNG. “Solar Domestic Hot Water System Analysis Using TRNSYS”. In : *Fredricton, New Brunswick* (2008). URL : https://www.researchgate.net/profile/Alan_Fung/publication/237301930_SOLAR_DOMESTIC_HOT_WATER_SYSTEM_ANALYSIS_USING_TRNSYS/links/00b4953718cf5dbdf000000/SOLAR-DOMESTIC-HOT-WATER-SYSTEM-ANALYSIS-USING-TRNSYS.pdf (visité le 29/08/2017).
- [47] Sylvain PELLERIN, Laure BAMIÈRE et Lénaïc PARDON. *Agriculture et gaz à effet de serre : Dix actions pour réduire les émissions*. fr. Google-Books-ID : _vWrCQAAQBAJ. Editions Quae, avr. 2015. ISBN : 978-2-7592-2314-5.
- [48] Elisabeth WETTERLUND et Mats SÖDERSTRÖM. “Biomass gasification in district heating systems – The effect of economic energy policies”. In : *Applied Energy*. Special Issue of the IGEC-IV, the 4th International Green Energy Conference (IGEC-IV), Beijing, China, October 20–22, 2008 Special Issue of the First International Conference on Applied Energy, ICAE’09, Hong Kong, January 5–7, 2009 87.9 (sept. 2010), p. 2914-2922. ISSN : 0306-2619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2009.11.032](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.11.032). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261909005194>.
- [49] Roberto ARINGHERI et Federico MALUCELLI. “Optimal operations management and network planning of a district heating system with a combined heat and power plant”. In : *Annals of Operations Research* 120.1-4 (2003), p. 173-199. URL : <http://link.springer.com/article/10.1023/A:1023334615090> (visité le 30/08/2017).
- [50] Ola ERIKSSON et al. “Life cycle assessment of fuels for district heating : A comparison of waste incineration, biomass- and natural gas combustion”. en. In : *Energy Policy* 35.2 (fév. 2007), p. 1346-1362. ISSN : 03014215. DOI : [10.1016/j.enpol.2006.04.005](https://doi.org/10.1016/j.enpol.2006.04.005). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301421506001820> (visité le 23/08/2017).
- [51] Yongjun SUN et al. “Peak load shifting control using different cold thermal energy storage facilities in commercial buildings : A review”. In : *Energy Conversion and Management* 71 (juil. 2013), p. 101-114. ISSN : 0196-8904. DOI : [10.1016/j.enconman.2013.03.026](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.03.026). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890413001696>.
- [52] Parfait TATSIDJODOUNG, Nolwenn LE PIERRÈS et Lingai LUO. “A review of potential materials for thermal energy storage in building applications”. en. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 18 (fév. 2013), p. 327-349. ISSN : 13640321. DOI : [10.1016/j.rser.2012.10.025](https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.10.025). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032112005679> (visité le 20/04/2015).
- [53] Burkhard SANNER et al. “Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe”. en. In : *Geothermics* 32.4-6 (août 2003), p. 579-588. ISSN : 03756505. DOI : [10.1016/S0375-6505\(03\)00060-9](https://doi.org/10.1016/S0375-6505(03)00060-9). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0375650503000609> (visité le 31/07/2017).
- [54] Simon IEVERS et Wenxian LIN. “Numerical simulation of three-dimensional flow dynamics in a hot water storage tank”. en. In : *Applied Energy* 86.12 (déc. 2009), p. 2604-2614. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2009.04.010](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.04.010). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S030626190900141X> (visité le 31/07/2017).
- [55] INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION, éd. *For a better quality of life : proceedings*. Paris : IIR/IIF, 1995. ISBN : 978-2-903633-79-0.

BIBLIOGRAPHIE

- [56] J. ZHANG, R.Z. WANG et J.Y. WU. "System optimization and experimental research on air source heat pump water heater". en. In : *Applied Thermal Engineering* 27.5-6 (avr. 2007), p. 1029-1035. ISSN : 13594311. DOI : [10.1016/j.applthermaleng.2006.07.031](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.031). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431106002857> (visité le 31/07/2017).
- [57] Young-Jin BAIK et al. "Potential to enhance performance of seawater-source heat pump by series operation". en. In : *Renewable Energy* 65 (mai 2014), p. 236-244. ISSN : 09601481. DOI : [10.1016/j.renene.2013.09.021](https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.09.021). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148113004886> (visité le 31/07/2017).
- [58] G. PANARAS, E. MATHIOULAKIS et V. BELESSIOTIS. "A method for the dynamic testing and evaluation of the performance of combined solar thermal heat pump hot water systems". en. In : *Applied Energy* 114 (fév. 2014), p. 124-134. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2013.09.039](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.09.039). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261913007861> (visité le 31/07/2017).
- [59] Peter PÄRISCH et al. "Investigations and model validation of a ground-coupled heat pump for the combination with solar collectors". en. In : *Applied Thermal Engineering* 62.2 (jan. 2014), p. 375-381. ISSN : 13594311. DOI : [10.1016/j.applthermaleng.2013.09.016](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.09.016). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113006509> (visité le 31/07/2017).
- [60] Werner LERCH, Andreas HEINZ et Richard HEIMRATH. "Evaluation of Combined Solar Thermal Heat Pump Systems Using Dynamic System Simulations". en. In : *Energy Procedia* 48 (2014), p. 598-607. ISSN : 18766102. DOI : [10.1016/j.egypro.2014.02.070](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.02.070). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610214003324> (visité le 31/07/2017).
- [61] W. LERCH, A. HEINZ et R. HEIMRATH. "Direct use of solar energy as heat source for a heat pump in comparison to a conventional parallel solar air heat pump system". en. In : *Energy and Buildings* 100 (août 2015), p. 34-42. ISSN : 03787788. DOI : [10.1016/j.enbuild.2015.03.006](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.03.006). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S037877881500198X> (visité le 31/07/2017).
- [62] Fangtian SUN et al. "A new waste heat district heating system with combined heat and power (CHP) based on ejector heat exchangers and absorption heat pumps". en. In : *Energy* 69 (mai 2014), p. 516-524. ISSN : 03605442. DOI : [10.1016/j.energy.2014.03.044](https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.03.044). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544214003089> (visité le 31/07/2017).
- [63] Aymeric GIRARD et al. "Higher ground source heat pump COP in a residential building through the use of solar thermal collectors". en. In : *Renewable Energy* 80 (août 2015), p. 26-39. ISSN : 09601481. DOI : [10.1016/j.renene.2015.01.063](https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.01.063). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148115000816> (visité le 31/07/2017).
- [64] T. SIVASAKTHIVEL, K. MURUGESAN et H.R. THOMAS. "Optimization of operating parameters of ground source heat pump system for space heating and cooling by Taguchi method and utility concept". en. In : *Applied Energy* 116 (mar. 2014), p. 76-85. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2013.10.065](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.10.065). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261913009574> (visité le 31/07/2017).
- [65] Huseyin GUNERHAN et Arif HEPBASLI. "Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications". en. In : *Energy and Buildings* 39.5 (mai 2007), p. 509-516. ISSN : 03787788. DOI : [10.1016/j.enbuild.2006.09.003](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.09.003). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378778806002258> (visité le 31/07/2017).
- [66] Arif HEPBASLI. "Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences". en. In : *Energy and Buildings* 39.12 (déc. 2007), p. 1211-1217. ISSN : 03787788. DOI : [10.1016/j.enbuild.2007.01.007](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.01.007). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378778807000163> (visité le 31/07/2017).
- [67] Riaan RANKIN, Pieter G. ROUSSEAU et Martin van ELDIK. "Demand side management for commercial buildings using an inline heat pump water heating methodology". en. In : *Energy Conversion and Management* 45.9-10 (juin 2004), p. 1553-1563. ISSN : 01968904. DOI : [10.1016/j.enconman.2003.08.020](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.08.020). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890403002401> (visité le 31/07/2017).

BIBLIOGRAPHIE

- [68] N.C. BAEK, U.C. SHIN et J.H. YOON. “A study on the design and analysis of a heat pump heating system using wastewater as a heat source”. en. In : *Solar Energy* 78.3 (mar. 2005), p. 427-440. ISSN : 0038092X. DOI : [10.1016/j.solener.2004.07.009](https://doi.org/10.1016/j.solener.2004.07.009). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0038092X04002014> (visité le 31/07/2017).
- [69] *RT-2012*. URL : <http://www.cm-larochelle.fr/dossierRT-2012.pdf> (visité le 22/07/2017).
- [70] Morten B. BLARKE. “Towards an intermittency-friendly energy system : Comparing electric boilers and heat pumps in distributed cogeneration”. en. In : *Applied Energy* 91.1 (mar. 2012), p. 349-365. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2011.09.038](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.09.038). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S030626191100643X> (visité le 31/07/2017).
- [71] *Frontier-Economics-Element-Energy-Pathways-to-high-penetration-of-heat-pumps*. URL : <https://www.theccc.org.uk/wp-content/uploads/2013/12/Frontier-Economics-Element-Energy-Pathways-to-high-penetration-of-heat-pumps.pdf> (visité le 22/07/2017).
- [72] *DECC 2008*. URL : <http://regulations.completepicture.co.uk/pdf/Mcs/MCS%20020%20Planning%20Standards%20Issue%201.2.pdf> (visité le 22/07/2017).
- [73] Karl OCHSNER. *Geothermal Heat Pumps : A Guide for Planning and Installing*. en. Google-Books-ID : ErceBAAAQBAJ. Routledge, avr. 2012. ISBN : 978-1-136-56498-7.
- [74] Simon FURBO et Louise Jivan SHAH. “How mixing during hot water draw-offs influence the thermal performance of small solar domestic hot water systems”. In : *Proceedings of ISES 2005 Solar World Congress, American Solar Energy Society (Editores), Orlando, Florida, USA*. 2005. URL : https://www.researchgate.net/profile/Louise_Shah/publication/268361933_HOW_MIXING_DURING_HOT_WATER_DRAW-OFFS_INFLUENCE_THE_THERMAL_PERFORMANCE_OF_SMALL_SOLAR_DOMESTIC_HOT_WATER_SYSTEMS/links/57068acd08aea3d28021177b.pdf (visité le 04/09/2017).
- [75] Roman SPUR et al. “Influence of the domestic hot-water daily draw-off profile on the performance of a hot-water store”. In : *Applied Energy* 83.7 (juil. 2006), p. 749-773. ISSN : 0306-2619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2005.07.001](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.07.001). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261905001066> (visité le 24/04/2015).
- [76] Søren KNUDSEN. “Consumers’ influence on the thermal performance of small SDHW systems—Theoretical investigations”. In : *Solar Energy* 73.1 (2002), p. 33-42. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X0200018X> (visité le 31/07/2017).
- [77] N. M. AL-NAJEM, A. M. AL-MARAFIE et K. Y. EZUDDIN. “Analytical and experimental investigation of thermal stratification in storage tanks”. In : *International Journal of Energy Research* 17.2 (1993), p. 77-88. URL : <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/er.4440170202/full> (visité le 04/09/2017).
- [78] Robert E. SPALL. “A numerical study of transient mixed convection in cylindrical thermal storage tanks”. In : *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41.13 (juil. 1998), p. 2003-2011. ISSN : 0017-9310. DOI : [10.1016/S0017-9310\(97\)00255-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(97)00255-X). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S001793109700255X>.
- [79] Jianhua FAN et Simon FURBO. “Thermal stratification in a hot water tank established by heat loss from the tank”. In : *Solar Energy* 86.11 (nov. 2012), p. 3460-3469. ISSN : 0038-092X. DOI : [10.1016/j.solener.2012.07.026](https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.07.026). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X12002897>.
- [80] Cynthia A. CRUICKSHANK et Stephen J. HARRISON. “Heat loss characteristics for a typical solar domestic hot water storage”. In : *Energy and Buildings* 42.10 (oct. 2010), p. 1703-1710. ISSN : 0378-7788. DOI : [10.1016/j.enbuild.2010.04.013](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.04.013). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778810001544>.
- [81] E. M. KLEINBACH, W. A. BECKMAN et S. A. KLEIN. “Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks”. In : *Solar Energy* 50.2 (fév. 1993), p. 155-166. ISSN : 0038-092X. DOI : [10.1016/0038-092X\(93\)90087-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(93)90087-5). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0038092X93900875> (visité le 22/04/2015).

BIBLIOGRAPHIE

- [82] Louise Jivan SHAH et Simon FURBO. "Entrance effects in solar storage tanks". In : *Solar Energy* 75.4 (oct. 2003), p. 337-348. ISSN : 0038-092X. DOI : [10.1016/j.solener.2003.04.002](https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.04.002). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X03003207> (visité le 29/04/2015).
- [83] Y. M. HAN, R. Z. WANG et Y. J. DAI. "Thermal stratification within the water tank". In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13.5 (juin 2009), p. 1014-1026. ISSN : 1364-0321. DOI : [10.1016/j.rser.2008.03.001](https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.03.001). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032108000385>.
- [84] A. A. DEGHAN et A. BARZEGAR. "Thermal performance behavior of a domestic hot water solar storage tank during consumption operation". In : *Energy Conversion and Management* 52.1 (jan. 2011), p. 468-476. ISSN : 0196-8904. DOI : [10.1016/j.enconman.2010.06.075](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.075). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S019689041000316X>.
- [85] Yousef H. ZURIGAT, Pedro R. LICHE et Afshin J. GHAJAR. "Influence of inlet geometry on mixing in thermocline thermal energy storage". In : *International Journal of Heat and Mass Transfer* 34.1 (jan. 1991), p. 115-125. ISSN : 0017-9310. DOI : [10.1016/0017-9310\(91\)90179-I](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90179-I). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/001793109190179I>.
- [86] A. CASTELL et al. "Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates". In : *Renewable Energy* 35.10 (oct. 2010), p. 2192-2199. ISSN : 0960-1481. DOI : [10.1016/j.renene.2010.03.020](https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.03.020). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148110001370> (visité le 07/05/2015).
- [87] Kévyne JOHANNES. "Optimisation des installations solaires collectives d'eau chaude sanitaire : application des techniques «des faibles débits» et «du stockage divisé»". Thèse de doct. Université de Savoie, 2005. URL : <https://hal.archives-ouvertes.fr/tel-00367630/> (visité le 04/09/2017).
- [88] A. H. FANNEY et S. A. KLEIN. "Thermal performance comparisons for solar hot water systems subjected to various collector and heat exchanger flow rates". In : *Solar Energy* 40.1 (jan. 1988), p. 1-11. ISSN : 0038-092X. DOI : [10.1016/0038-092X\(88\)90065-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(88)90065-5). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0038092X88900655>.
- [89] K. G. T. HOLLANDS et M. F. LIGHTSTONE. "A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems". In : *Solar Energy* 43.2 (1989), p. 97-105. ISSN : 0038-092X. DOI : [10.1016/0038-092X\(89\)90151-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(89)90151-5). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0038092X89901515> (visité le 22/04/2015).
- [90] Peter M. ARMSTRONG et al. "Thermal and sanitary performance of domestic hot water cylinders : Conflicting requirements". In : *Applied Energy* 131 (oct. 2014), p. 171-179. ISSN : 0306-2619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2014.06.021](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.06.021). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261914006035> (visité le 22/04/2015).
- [91] Ulrike JORDAN et Klaus VAJEN. "Influence Of The DHW Load Profile On The Fractional Energy Savings :". in : *Solar Energy*. EUROSUN 2000 Selected Proceedings 69 (juil. 2001), p. 197-208. ISSN : 0038-092X. DOI : [10.1016/S0038-092X\(00\)00154-7](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(00)00154-7). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X00001547>.
- [92] Yannick ALLARD et al. "Intermodel comparison and experimental validation of electrical water heater models in TRNSYS". In : *Proc. 2011 Building Simulation Conf.* 2011. URL : http://ibpsa.org/proceedings/BS2011/P_1310.pdf (visité le 04/09/2017).
- [93] Kemal ÇOMAKLI et al. "The relation of collector and storage tank size in solar heating systems". In : *Energy Conversion and Management*. 10th International Conference on Sustainable Energy Technologies (SET 2011) 63 (nov. 2012), p. 112-117. ISSN : 0196-8904. DOI : [10.1016/j.enconman.2012.01.031](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.01.031). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890412001112>.
- [94] Roman SPUR et al. "Influence of the domestic hot-water daily draw-off profile on the performance of a hot-water store". In : *Applied Energy* 83.7 (juil. 2006), p. 749-773. ISSN : 0306-2619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2005.07.001](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.07.001). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261905001066>.

BIBLIOGRAPHIE

- [95] Daniel ADAMOVSKY et al. “Evaluation of stratified storage tank experimental model against computer simulation”. In : (). URL : https://intraweb.stockton.edu/eyos/energy_studies/content/docs/effstock09/Session_8_2%20Models_and_Design%20tools/70.pdf (visité le 20/04/2015).
- [96] Necdet ALTUNTOP et al. “Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks”. In : *Applied Thermal Engineering* 25.14 (oct. 2005), p. 2285-2298. ISSN : 1359-4311. DOI : [10.1016/j.applthermaleng.2004.12.013](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.12.013). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431105000311>.
- [97] Marc A ROSEN. “The exergy of stratified thermal energy storages”. In : *Solar Energy* 71.3 (jan. 2001), p. 173-185. ISSN : 0038-092X. DOI : [10.1016/S0038-092X\(01\)00036-6](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(01)00036-6). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X01000366>.
- [98] Michel Y. HALLER et al. “A method to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes independently from storage heat losses”. In : *Solar Energy* 84.6 (juin 2010), p. 997-1007. ISSN : 0038-092X. DOI : [10.1016/j.solener.2010.03.009](https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.03.009). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X10001131>.
- [99] *IEA SHC // Task 45*. URL : <http://task45.iea-shc.org/> (visité le 21/08/2017).
- [100] Weilong WANG et al. “Experimental study on the direct/indirect contact energy storage container in mobilized thermal energy system (M-TES)”. en. In : *Applied Energy* 119 (avr. 2014), p. 181-189. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2013.12.058](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.12.058). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261913010672> (visité le 21/08/2017).
- [101] B. FUMEY, R. WEBER et L. BALDINI. “Liquid sorption heat storage – A proof of concept based on lab measurements with a novel spiral fined heat and mass exchanger design”. en. In : *Applied Energy* 200 (août 2017), p. 215-225. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2017.05.056](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.056). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261917305378> (visité le 21/08/2017).
- [102] *European Innovation Partnership on Smart Cities and Communities*. URL : http://ec.europa.eu/eip/smartcities/files/sip_final_en.pdf (visité le 22/07/2017).
- [103] Haichao WANG et al. “Modelling and optimization of CHP based district heating system with renewable energy production and energy storage”. en. In : *Applied Energy* 159 (déc. 2015), p. 401-421. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2015.09.020](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.09.020). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261915010909> (visité le 21/08/2017).
- [104] Shaopeng GUO et al. “Numerical simulation study on optimizing charging process of the direct contact mobilized thermal energy storage”. en. In : *Applied Energy* 112 (déc. 2013), p. 1416-1423. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2013.01.020](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.01.020). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261913000299> (visité le 21/08/2017).
- [105] Marc MEDRANO et al. “State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2—Case studies”. en. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14.1 (jan. 2010), p. 56-72. ISSN : 13640321. DOI : [10.1016/j.rser.2009.07.036](https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.036). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032109001786> (visité le 21/08/2017).
- [106] Vittorio VERDA et Francesco COLELLA. “Primary energy savings through thermal storage in district heating networks”. en. In : *Energy* 36.7 (juil. 2011), p. 4278-4286. ISSN : 03605442. DOI : [10.1016/j.energy.2011.04.015](https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.04.015). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544211002647> (visité le 21/08/2017).
- [107] Xiaofeng GUO et Alain Pascal GOUMBA. “Process Intensification principles applied to Thermal Energy Storage systems – a brief review”. English. In : *Frontiers in Energy Research* 6 (2018). ISSN : 2296-598X. DOI : [10.3389/fenrg.2018.00017](https://doi.org/10.3389/fenrg.2018.00017). URL : <https://www.frontiersin.org/articles/10.3389/fenrg.2018.00017/abstract> (visité le 08/03/2018).
- [108] *Silkeborg’s solar district heating to cover 20 % of heating demand | Solarthermalworld*. URL : <http://www.solarthermalworld.org/content/silkeborgs-solar-district-heating-cover-20-heating-demand> (visité le 19/08/2017).

BIBLIOGRAPHIE

- [109] Marc BERTHOU et Daniela BORY. “Overview of waste heat in the industry in France”. In : *Proceedings of the ECEEE*. 2012, p. 453-459. URL : http://www.technicalinsight.com.au/images/presentation/waste-review-4-012-12_Berthou.pdf (visité le 20/08/2017).
- [110] C.W. CHAN, J. LING-CHIN et A.P. ROSKILLY. “A review of chemical heat pumps, thermodynamic cycles and thermal energy storage technologies for low grade heat utilisation”. en. In : *Applied Thermal Engineering* 50.1 (jan. 2013), p. 1257-1273. ISSN : 13594311. DOI : 10.1016/j.applthermaleng.2012.06.041. URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431112004620> (visité le 20/08/2017).
- [111] Richard LAW, Adam HARVEY et David REAY. “Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry”. en. In : *Applied Thermal Engineering* 53.2 (mai 2013), p. 188-196. ISSN : 13594311. DOI : 10.1016/j.applthermaleng.2012.03.024. URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431112002086> (visité le 20/08/2017).
- [112] Deloitte CONSEIL. “Energy market reform in Europe. European energy and climate policies : achievements and challenges to 2020 and beyond”. English. In : (). URL : http://inis.iaea.org/Search/search.aspx?orig_q=RN:46081836 (visité le 19/08/2017).
- [113] Britt ARONSSON et Stefan HELLMER. *Existing legislative support assessments for DHC*. eng. Ecoheat4EU, 2011. URL : <http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2:505983> (visité le 21/08/2017).
- [114] Henrik LUND et al. “4th Generation District Heating (4GDH)”. en. In : *Energy* 68 (avr. 2014), p. 1-11. ISSN : 03605442. DOI : 10.1016/j.energy.2014.02.089. URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544214002369> (visité le 07/08/2017).
- [115] *Enquête annuelle sur les réseaux de chaleur et de froid 2015 - Données 2014*. URL : <http://jc25mercier.free.fr/chaudieres/docs/Restitution+enquete+2015+-+donnees+2014+-+final.pdf> (visité le 22/07/2017).
- [116] *Les réseaux de chaleur en France - Réseaux de chaleur et territoires*. URL : <http://reseaux-chaleur.cerema.fr/les-reseaux-de-chaleur-en-france> (visité le 23/08/2017).
- [117] *Marché des réseaux de chaleur en France*. URL : <http://www.dhcnews.com/marche-reseaux-chaleur-france/> (visité le 24/08/2017).
- [118] *Réseaux de chaleur et lois Grenelle*. URL : http://www.cdcc92.org/wp-content/uploads/2012/10/11-03-18-Lois_grenelle_et_reseaux_de_chaleur_rapport.pdf (visité le 22/08/2017).
- [119] Mariya MARINOVA et al. “Economic Assessment of Rural District Heating by Bio-Steam Supplied by a Paper Mill in Canada”. en. In : *Bulletin of Science, Technology & Society* 28.2 (avr. 2008), p. 159-173. ISSN : 0270-4676, 1552-4183. DOI : 10.1177/0270467607313953. URL : <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0270467607313953> (visité le 23/08/2017).
- [120] V. LOTTNER, M. E. SCHULZ et E. HAHNE. “Solar-assisted district heating plants : Status of the German programme Solarthermie-2000”. In : *Solar Energy* 69.6 (2000), p. 449-459. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X00001250> (visité le 23/08/2017).
- [121] DNK Department of CIVIL ENGINEERING Technical University of Denmark et HELLER ALFRED. “Solar energy : a realistic option for district heating”. Array. In : *Euroheat & power* 30.1-2 (2001), p. 46-51. ISSN : 0949-166X. URL : <http://www.refdoc.fr/Detailnotice?idarticle>.
- [122] *le fonds chaleur - CEREMA*. URL : http://reseaux-chaleur.cerema.fr/wp-content/uploads/2011-01-26_fonds_chaleur_et_reseaux_de_chaleur_2010__cle7d7274.pdf (visité le 22/08/2017).
- [123] *Cadre réglementaire des réseaux de chaleur*. URL : http://www.driea.ile-de-france.developpement-durable.gouv.fr/IMG/pdf/fiche_18__cle05df3f.pdf (visité le 22/08/2017).
- [124] John W. LUND. “Geothermal energy focus : Tapping the earth’s natural heat”. In : *Refocus* 7.6 (2006), p. 48-51. URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1471084606706606> (visité le 23/08/2017).

BIBLIOGRAPHIE

- [125] *Décret numéro 2014-1363 du 14 novembre 2014 visant à transposer l'article 14.5 de la directive 2012/27/UE relatif au raccordement d'installations productrices d'énergie fatale à des réseaux de chaleur ou de froid.* Nov. 2014. (Visité le 24/08/2017).
- [126] *LOI numéro 2015-992 du 17 août 2015 relative à la transition énergétique pour la croissance verte.* Août 2015. (Visité le 19/08/2017).
- [127] Marek BRAND, Jan Eric THORSEN et Svend SVENDSEN. "Numerical modelling and experimental measurements for a low-temperature district heating substation for instantaneous preparation of DHW with respect to service pipes". en. In : *Energy* 41.1 (mai 2012), p. 392-400. ISSN : 03605442. DOI : [10.1016/j.energy.2012.02.061](https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.02.061). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544212001752> (visité le 24/08/2017).
- [128] Marek BRAND, Alessandro Dalla ROSA et Svend SVENDSEN. "Energy-efficient and cost-effective in-house substations bypass for improving thermal and DHW (domestic hot water) comfort in bathrooms in low-energy buildings supplied by low-temperature district heating". en. In : *Energy* 67 (avr. 2014), p. 256-267. ISSN : 03605442. DOI : [10.1016/j.energy.2014.01.064](https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.01.064). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544214000863> (visité le 24/08/2017).
- [129] P. LAUENBURG et J. WOLLERSTRAND. "Adaptive control of radiator systems for a lowest possible district heating return temperature". In : *Energy and Buildings* 72.Supplement C (avr. 2014), p. 132-140. ISSN : 0378-7788. DOI : [10.1016/j.enbuild.2013.12.011](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.011). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778813008268>.
- [130] Petru-Daniel MOROȘAN et al. "Building temperature regulation using a distributed model predictive control". In : *Energy and Buildings* 42.9 (sept. 2010), p. 1445-1452. ISSN : 0378-7788. DOI : [10.1016/j.enbuild.2010.03.014](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.03.014). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778810000915>.
- [131] Johan KENSBY, Anders TRÜSCHEL et Jan-Olof DALENBÄCK. "Potential of residential buildings as thermal energy storage in district heating systems – Results from a pilot test". en. In : *Applied Energy* 137 (jan. 2015), p. 773-781. ISSN : 03062619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2014.07.026](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.07.026). URL : <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261914007077> (visité le 31/07/2017).
- [132] C. CHEN et al. "MPC-Based Appliance Scheduling for Residential Building Energy Management Controller". In : *IEEE Transactions on Smart Grid* 4.3 (sept. 2013), p. 1401-1410. ISSN : 1949-3053. DOI : [10.1109/TSG.2013.2265239](https://doi.org/10.1109/TSG.2013.2265239).
- [133] Jan ŠIROKÝ et al. "Experimental analysis of model predictive control for an energy efficient building heating system". In : *Applied Energy* 88.9 (sept. 2011), p. 3079-3087. ISSN : 0306-2619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2011.03.009](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.03.009). URL : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261911001668>.
- [134] *IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change.* URL : http://www.ipcc.ch/home_languages_main_french.shtml (visité le 29/08/2017).
- [135] *Réglementation thermique 2012 Avril 2011.* URL : http://www.rt-batiment.fr/fileadmin/documents/RT2012/plaquetteRT2012_avril2011.pdf (visité le 29/08/2017).
- [136] G. KRAUSS et al. "Modélisation sous TRNSYS d'une maison à énergie positive". In : *Congres IBPSA France, La Reunion.* 2006, p. 2-3.
- [137] *Efficacity - Récupération de chaleur sur les Datacenters : état des lieux.* URL : <http://www.efficacity.com/rapport/recuperation-de-chaleur-sur-les-datacenters-etat-des-lieux/> (visité le 18/12/2017).
- [138] *Efficacity - Institut de Recherche et Développement.* URL : <http://www.efficacity.com/fr/> (visité le 30/08/2017).
- [139] Alain GOUMBA et al. "Recov'Heat : An estimation tool of urban waste heat recovery potential in sustainable cities". In : *AIP Conference Proceedings*. T. 1814. 1. AIP Publishing. 2017, p. 020038.

BIBLIOGRAPHIE

- [140] Sarah BRUECKNER et al. “Methods to estimate the industrial waste heat potential of regions – A categorization and literature review”. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 38 (oct. 2014), p. 164-171. ISSN : 1364-0321.
- [141] *Réglementation thermique des bâtiments neufs Partie nouvelle d’un bâtiment existant (extension) juillet 2013*. URL : http://www.rt-batiment.fr/fileadmin/documents/RT2012/fiches_applications/2013-07-11_FA_RT2012_extension.pdf (visité le 30/08/2017).
- [142] James GLANZ. “Data Centers Waste Vast Amounts of Energy, Belying Industry Image”. en-US. In : *The New York Times* (sept. 2012). ISSN : 0362-4331. (Visité le 30/08/2017).
- [143] Lars DITTMAR et Marc SCHAEFER. *Electricity demand modeling of German data centers : Dealing with uncertainties*. Univerlag tuberlin, 2009.
- [144] *Chiffres clés Déchets 2014*. URL : <http://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/chiffres-cles-dechets-edition-2014-8147.pdf> (visité le 30/08/2017).
- [145] *Bâtiments neufs-Bâtiments existants*. URL : <http://www.rt-batiment.fr/batiments-neufs/reglementation-thermique-2012/presentation.html> (visité le 30/08/2017).
- [146] *Comparatif des modes de chauffage et Prix de vente de la chaleur 2013*. URL : http://www.amorce.asso.fr/media/filer_public/5f/5b/5f5b8f43-286f-4e32-8171-3f3f7f401b2c/rce23_-_comparatif_modes_chauffage_et_prix_de_vente_chaleur_2013ok.pdf (visité le 30/08/2017).
- [147] *France Incinération*. URL : <http://france-incineration.fr/> (visité le 01/09/2017).
- [148] Johan KENSBY, Anders TRÜSCHEL et Jan-Olof DALENBÄCK. “Potential of residential buildings as thermal energy storage in district heating systems – Results from a pilot test”. en. In : *Applied Energy* 137 (jan. 2015), p. 773-781. ISSN : 03062619.
- [149] X. AYÓN et al. “An optimal day-ahead load scheduling approach based on the flexibility of aggregate demands”. en. In : *Applied Energy* 198 (juil. 2017), p. 1-11. ISSN : 03062619.
- [150] Aidan REILLY et Oliver KINNANE. “The impact of thermal mass on building energy consumption”. en. In : *Applied Energy* 198 (juil. 2017), p. 108-121. ISSN : 03062619.
- [151] Paolo BERTOLDI et al. *Energy efficiency status report 2012 : electricity consumption and efficiency trends in the EU -27*. English. OCLC : 870617401. Luxembourg : Publications Office, 2012. ISBN : 978-92-79-25604-2.
- [152] O KARA, K ULGEN et A HEPBASLI. “Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems : Review and modeling”. en. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12.5 (juin 2008), p. 1383-1401. ISSN : 13640321.
- [153] Xiaofeng GUO et Alain Pascal GOUMBA. “Air source heat pump for domestic hot water supply : Performance comparison between individual and building scale installations”. In : *Energy* 164 (2018), p. 794-802.
- [154] G.L. MORRISON, T. ANDERSON et M. BEHNIA. “Seasonal performance rating of heat pump water heaters”. en. In : *Solar Energy* 76.1-3 (jan. 2004), p. 147-152. ISSN : 0038092X.
- [155] J. MARTÍNEZ-FRÍAS et S. M. ACEVES. “Effects of Evaporator Frosting on the Performance of an Air-to-Air Heat Pump”. In : *Journal of Energy Resources Technology* 121.1 (mar. 1999), p. 60-65. ISSN : 0195-0738.
- [156] Roman SPUR et al. “Influence of the domestic hot-water daily draw-off profile on the performance of a hot-water store”. en. In : *Applied Energy* 83.7 (juil. 2006), p. 749-773. ISSN : 03062619.
- [157] Søren KNUDSEN. “Consumers’ influence on the thermal performance of small SDHW systems—Theoretical investigations”. In : *Solar Energy* 73.1 (2002), p. 33-42.
- [158] C CRISTOFARI et al. “Influence of the flow rate and the tank stratification degree on the performances of a solar flat-plate collector”. en. In : *International Journal of Thermal Sciences* 42.5 (mai 2003), p. 455-469. ISSN : 12900729.
- [159] Ulrike JORDAN et Klaus VAJEN. “Influence Of The DHW Load Profile On The Fractional Energy Savings : : A Case Study Of A Solar Combi-System With TRNSYS Simulations”. In : *Solar Energy* 69 (2001), p. 197-208.

BIBLIOGRAPHIE

- [160] *METEONORM*. URL : <http://logiciels.cstb.fr/batiments-et-villes-durables/performances-energetiques/meteonorm/> (visité le 05/12/2017).
- [161] *Dimensionnement appareils de production*. URL : https://www.energieplus-lesite.be/fileadmin/resources/04_technique/07_eau_chaude_sanitaire/08_calculs/DIm_Appareils_de_produc.pdf (visité le 01/09/2017).
- [162] Peter M. ARMSTRONG et al. “Thermal and sanitary performance of domestic hot water cylinders : Conflicting requirements”. en. In : *Applied Energy* 131 (oct. 2014), p. 171-179. ISSN : 03062619. (Visité le 04/09/2017).
- [163] Zalman LAVAN et James THOMPSON. “Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks”. In : *Solar Energy* 19.5 (1977), p. 519-524.
- [164] *Recov’Heat : Outil d’estimation du potentiel de sources d’énergie fatale ...* URL : <http://tools.efficacity.com/recovheat-presentation-generale/> (visité le 19/08/2017).
- [165] Alain GOUMBA et al. “Recov’Heat : An estimation tool of urban waste heat recovery potential in sustainable cities”. In : *AIP Conference Proceedings* 1814.1 (fév. 2017), p. 020038. ISSN : 0094-243X.
- [166] Sarah BRUECKNER et al. “Methods to estimate the industrial waste heat potential of regions – A categorization and literature review”. en. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 38 (oct. 2014), p. 164-171. ISSN : 13640321.
- [167] Clemens FORMAN et al. “Estimating the global waste heat potential”. en. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 57 (mai 2016), p. 1568-1579. ISSN : 13640321.
- [168] Dario BUORO, Piero PINAMONTI et Mauro REINI. “Optimization of a Distributed Cogeneration System with solar district heating”. en. In : *Applied Energy* 124 (juil. 2014), p. 298-308. ISSN : 03062619.
- [169] Marc MEDRANO et al. “State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2—Case studies”. en. In : *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14.1 (jan. 2010), p. 56-72. ISSN : 13640321.
- [170] Zalman LAVAN et James THOMPSON. “Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks”. In : *Solar Energy* 19.5 (1977), p. 519-524.
- [171] Shaopeng GUO et al. “Numerical simulation study on optimizing charging process of the direct contact mobilized thermal energy storage”. en. In : *Applied Energy* 112 (déc. 2013), p. 1416-1423. ISSN : 03062619.
- [172] Weilong WANG et al. “Experimental study on the direct/indirect contact energy storage container in mobilized thermal energy system (M-TES)”. en. In : *Applied Energy* 119 (avr. 2014), p. 181-189. ISSN : 03062619.
- [173] A. CASTELL et al. “Maximisation of heat transfer in a coil in tank PCM cold storage system”. en. In : *Applied Energy* 88.11 (nov. 2011), p. 4120-4127. ISSN : 03062619.
- [174] Zhao MA et al. “Investigation on the thermal performance of a high-temperature latent heat storage system”. en. In : *Applied Thermal Engineering* 122 (juil. 2017), p. 579-592. ISSN : 13594311.
- [175] Jialin YANG et al. “Experimental study on enhancement of thermal energy storage with phase-change material”. en. In : *Applied Energy* 169 (mai 2016), p. 164-176. ISSN : 03062619.
- [176] Jonna ZWETSLOOT. “The Hague’s Heat Initiative”. In : (2016).
- [177] *CSTB Éditions*. URL : <http://editions.cstb.fr/Products/METEONORM.html> (visité le 19/08/2017).
- [178] “Réseaux Chaleur Fds Chal 2018 27-02-2018”. fr. In : (2018), p. 30.
- [179] D. CONNOLLY et al. “Heat Roadmap Europe : Combining district heating with heat savings to decarbonise the EU energy system”. en. In : *Energy Policy* 65 (fév. 2014), p. 475-489. ISSN : 03014215.

BIBLIOGRAPHIE

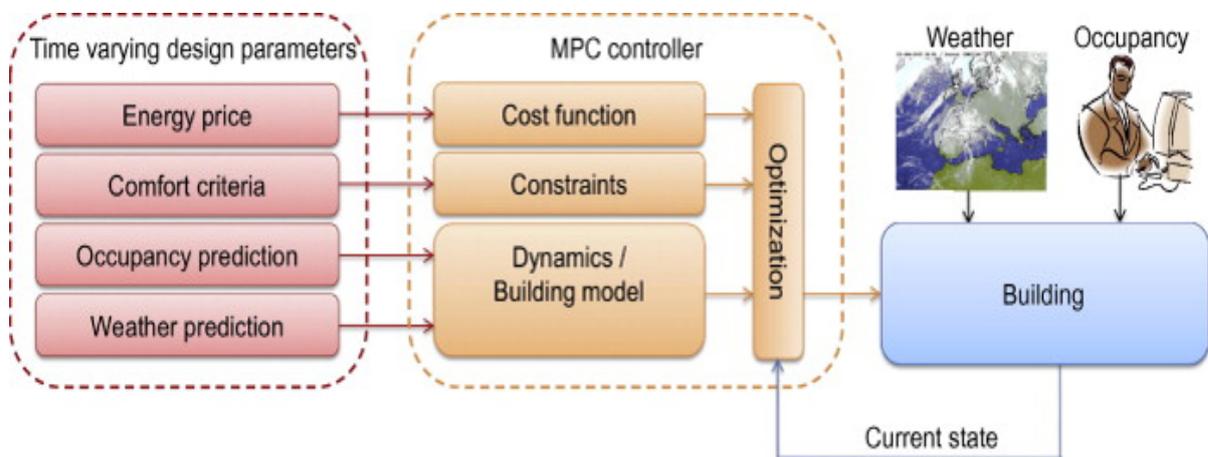
- [180] *Statistics overview - Country by country 2015*. URL : <http://www.euroheat.org/wp-content/uploads/2016/03/2015-Country-by-country-Statistics-Overview.pdf> (visité le 29/08/2017).
- [181] Svend FREDERIKSEN et Sven WERNER. *District Heating and Cooling*. eng. Studentlitteratur, 2013.
- [182] *La régulation*. URL : http://www.vrdigitalworld.com/wp-content/uploads/2016/10/Chauffage3_regulation-par-loi-deau.pdf (visité le 24/08/2017).
- [183] *La courbe de chauffe*. URL : <http://www.alec-nancy.fr/wp-content/uploads/2015/05/ALEC15-Bien-regler-la-courbe-de-chauffe-web.pdf> (visité le 24/08/2017).

Annexes

Annexe A1

A1.1 Schéma de principe d'un contrôle par la commande prédictive (MPC)

[132]



Annexe A2

A2.1 Densité énergétique Data centers

[137]

« Tiers » / Catégories	I	II	III	IV
Durée annuelle moyenne d'indisponibilité tolérée	28,8 heures	22 heures	96 minutes	24 minutes
Niveau de redondance	Pas ou peu de redondance	Redondance des équipements importants	Redondance passive des voies d'alimentation* et de refroidissement	Redondance active des voies d'alimentation* et de refroidissement
Maintenance sans indisponibilité	Non	Non	Oui	Oui
Résistance à toute défaillance	Non	Non	Non	Oui**
Densité énergétique permise	≥ 250 Watts/ m ²	≥ 500 Watts/m ²	≥ 1 000 Watts/m ²	≥ 1 500 Watts/m ²

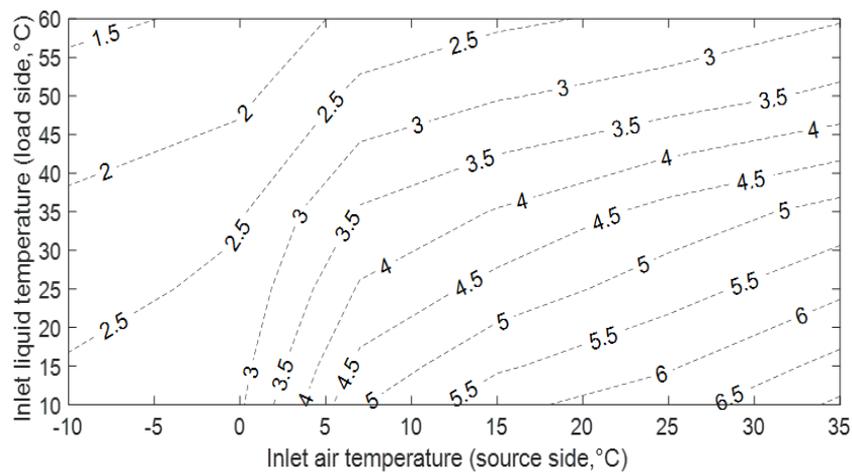
* Les « tiers » III et IV requièrent également des générateurs d'électricité redondants, des réserves de carburant et des batteries pour pallier sans interruption et durablement à une défaillance du fournisseur d'électricité.

** La capacité de résistance à toute défaillance du « tier » IV implique que les voies soient physiquement isolées les unes des autres.

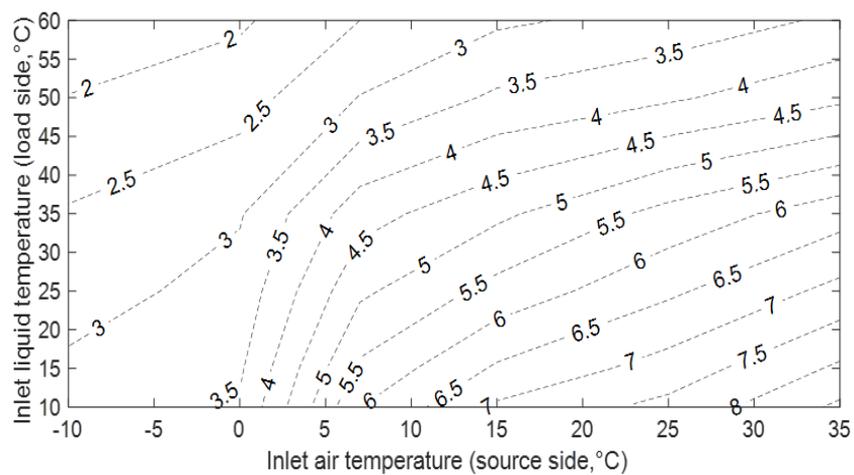
Source : CBRE d'après l'Uptime Institute et la norme TIA-942

Annexe A3

A3.1 COP de la PAC en fonction des températures d'entrée côté charge et côté source - Atlantic (modèle S14 Alfea excellia tri)



(a)



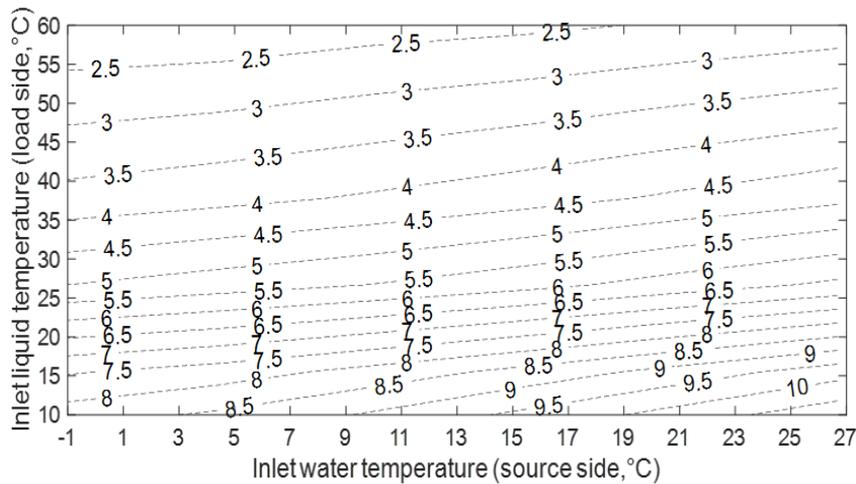
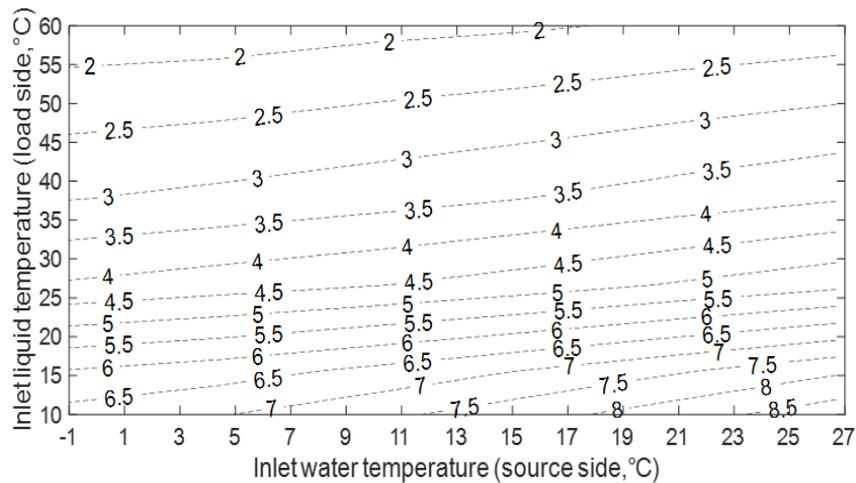
(b)

(a) COP 3,55 à 7 °C / 35 °C - Individuel et Installation collective 1

(b) COP 4,30 à 7 °C / 35 °C - Installation collective 2 (Performances réelles)

A3.2 COP de la PAC en fonction des températures d'entrée côté charge et côté source - Trane (modèle WPWD-024)

De même, pour la PAC eau/eau, nous utilisons les mêmes puissances nominales dans les deux cas d'étude PAC-1 et PAC-2 comme précédemment. La Figure ci-après présente l'évolution du COP calculé à partir des données de performances tirées du modèle WPWD-024 (Trnsys17), fournies par un catalogue utilisateur en fonction des températures à l'évaporateur et au condenseur. Elles sont ensuite intégrées dans TRNSYS (Trnsys17) par le Type 927. C'est un modèle de PAC mono-étagé. Il est basé sur la charge d'entrée ainsi que la température de la source de liquide. Les conditions de la PAC sont les suivantes : un flux de liquide rejette de l'énergie en mode rafraîchissement alors que le flux de liquide absorbe de l'énergie en mode chauffage. Ce type fonctionne sur le contrôle de la température tout comme une PAC réelle. Lorsque l'utilisateur définit le signal de mise en marche ou d'arrêt en chauffage ou refroidissement, il fonctionne à son niveau de performance jusqu'au changement de la valeur de consigne.



(a) COP 3,55 à 7 °C / 35 °C - Individuel et Installation collective 1

(b) COP 4,30 à 7 °C / 35 °C - Installation collective 2 (Performances réelles)

A3.3 Pertes thermiques lors de la distribution et du bouclage

Q_{distr} (kWh) représente la quantité des pertes dans le circuit de distribution. L'Eq. (A3.1) détaille le calcul :

$$Q_{\text{distr}} = \int_0^t K_{\text{distr}} \times L_{\text{distr}} \times (T_W - T_{\text{amb}}).dt \quad (\text{A3.1})$$

Avec $\Delta T_{w-\text{amb}}$ la différence de température entre la température de l'eau chaude et celle de l'air. K_{distr} ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) est le coefficient de déperditions. Il est calculé en fonction de la géométrie de la canalisation selon la norme NF EN12828 (Norme, 2006) et comme présenté à l'Eq. (A3.2) :

$$K_{\text{distr}} = 2,6 \times d_0 + 0,20 \quad (\text{A3.2})$$

K_{dis} dépend du diamètre et de l'épaisseur de la canalisation. Il est également fonction de la conductivité et du coefficient de convection thermique du matériau de canalisation, ainsi que la conductivité de l'isolant.

L_{dis} (m) est la longueur de distribution. En supposant que l'intervalle de temps soit suffisamment long entre deux soutirages, après chaque prélèvement, nous avons des pertes dues à l'eau qui restent dans la canalisation. Ces pertes sont présentes en installation individuelle ainsi qu'en installation collective. Elles sont calculées par l'Eq. (A3.3) :

$$Q_{\text{draw}} = \left(\frac{\Pi C_p d_{\text{distr}}^2 L_{\text{distr}}}{4} \right) \times N_{\text{draw}} \times (T_h - T_c) \quad (\text{A3.3})$$

Avec ΔT_{h-c} la différence de température entre l'eau chaude et l'eau refroidie. Q_{draw} (kWh) représente les pertes journalières après chaque soutirage. N_{draw} est le nombre de soutirage par jour.

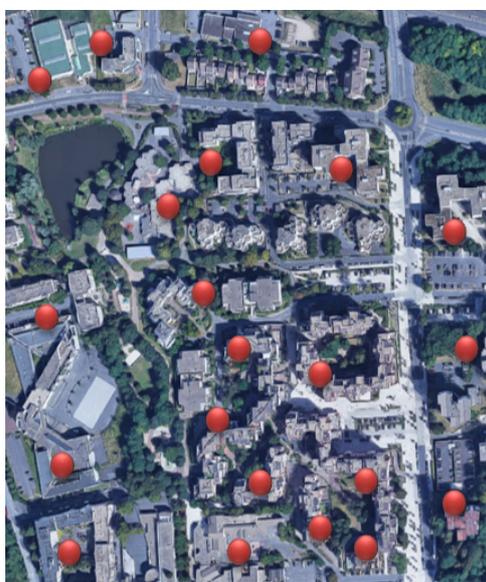
De plus, en installation collective, une boucle de recirculation d'eau chaude est généralement nécessaire pour garantir un approvisionnement continu et disponible à temps et en niveau de température pour chaque appartement. Ceci doit être pris en compte par une pompe de circulation électrique. Dans notre étude, nous avons une boucle de recirculation avec une longueur de 94 m pour l'immeuble à trois étages comprenant les huit appartements. Cette boucle génère des pertes thermiques à travers la paroi de la canalisation. Elles sont calculées suivant l'Eq. (A3.4)

$$Q_{\text{recirc}} = L_{\text{recirc}} \times K_{\text{recirc}} \quad (\text{A3.4})$$

Avec K_{recirc} le coefficient de pertes linéaires ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$) entre l'air et l'eau dans le tube. L_{recirc} (m) est la longueur de la boucle de recirculation.

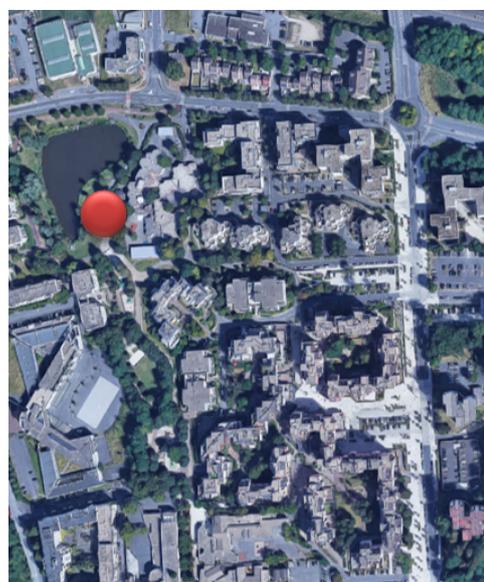
Annexe A4

A4.1 Production de chaleur dans un quartier



(a)

(a) Décentralisée à chaque bâtiment



(b)

(b) Centralisée à la chaufferie

A4.2 Normes de dimensionnement des logements

Le Tableau A4.1 présente les chiffres importants de ces normes.

Tableau A4.1 – Normes de dimensionnement des logements

Date de construction	RT	Coefficient de Déperdition	Puissance de chauffage (W/m^2)
1982	RT 1982	1,4	70 - 100
2005	RT 2005	0,8	40 - 80

A4.3 Capacité thermique

La capacité thermique d'un bâtiment est le paramètre renseignant sur son inertie. C'est le produit de la masse de tous ses composants par leur chaleur spécifique massique. Elle a pour propriété de

A4.4 Puissance maximale consommée en sous-station

s'opposer aux variations brutales de température ; ce qui constitue une source de confort thermique en plus d'être une solution de stockage par la limitation des pertes thermiques. Le Tableau A4.2 ci-après présente les matériaux constituant les parois des différents logements. A partir du volume déperditif, un pourcentage est attribué à chaque partie du bâtiment. La capacité thermique du bâtiment est alors calculée suivant l'Eq. (A4.1)

$$C = \sum C_i \times a_i \quad (\text{A4.1})$$

C_i est la capacité thermique de chaque composant du bâtiment ($\text{kJ}/\text{m}^3 \cdot \text{K}$).
 a_i est le pourcentage de volume du composant par rapport au volume déperditif (m^3). Le volume déperditif est obtenu à partir de la compacité, c'est-à-dire le rapport entre la surface déperditive et la surface habitable. Ces deux surfaces distinctes étant définies, le volume déperditif en est déduit. Les valeurs de capacité thermique obtenues sont répertoriées dans le tableau ci-après.

Tableau A4.2 – Valeurs de Capacité thermique des différents logements

Catégories	Bureaux	Logements publics	Logements collectifs	Logements individuels
Capacité thermique (kJ/K) - 1974	3 491	6 283,8	3 491	6 283,8
Capacité thermique (kJ/K) - 2005	1 745,5	3 141,9	1 745,5	3 141,9

Ainsi, pour les deux gammes de logements présentées dans le Tableau A4.1, les valeurs de capacité thermique correspondantes sont données au Tableau A4.2 pour la référence (logements de 1982) ainsi que pour les bâtiments rénovés (2005).

A4.4 Puissance maximale consommée en sous-station

La puissance consommée par un logement est donnée par la Règlementation thermique en fonction de la surface à chauffer. Afin de déterminer la puissance consommée au niveau de la sous-station, nous sommions les puissances des logements raccordés à la sous-station en question. Cette somme est ensuite multipliée par 1,05, coefficient de sécurité qui prend en compte les pertes et autres surconsommations d'auxiliaires. Ce coefficient de sécurité varie généralement entre 1 et 1,20. Le calcul est présenté à l'Eq. (A4.2).

$$\dot{Q}_{ssj} = 1,05 \cdot \sum (\dot{Q}_i \times S_i) \quad (\text{A4.2})$$

\dot{Q}_{ss} est la puissance d'une sous-station (W)
 \dot{Q}_i est la puissance nécessaire pour chauffer 1 m^2 (W/m^2)
 S_i est la surface du logement à chauffer (m^2)

A4.5 Débit soutiré par une sous-station

La puissance nécessaire à transférer à la sous-station étant connue, et à partir de la différence de température fixée par le réseau (90/70 °C), nous pouvons en déduire le débit selon l'Eq. (A4.3).

$$\dot{m}_{ssj} = \frac{\dot{Q}_{ssj}}{C_{pw}} (T_{in_p} - T_{out_p}) \quad (\text{A4.3})$$

Ceci revient à dire que le débit en sous-station est la somme des débits traversant chaque logement.

A4.6 Diamètre intérieur et longueur des canalisations

Le diamètre intérieur des canalisations est calculé à partir de la formule empirique inverse de Croquelois selon l'Eq. (A4.5)

$$d_{int} = 22,9 \times \dot{m}_{ssj}^{0,4} \quad (\text{A4.4})$$

A4.7 Pertes thermiques dans les canalisations

Le coefficient de déperditions thermiques est calculé en fonction des diamètres et des coefficients de transfert de chaleur entre l'extérieur et le tube. Il est exprimé en $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_{int} \times d_{ext} \times d_{int}} + \sum \frac{d_{ext} + e + d_{int}}{2 \times \lambda} \times \ln \Delta \left(\frac{d_{ext} + e + d_{int}}{d_{ext}} \right)} \quad (\text{A4.5})$$

\dot{h}_e et \dot{h}_i sont respectivement les coefficients d'échanges supercifiels extérieur et intérieur. Ils sont exprimés aussi en $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ et sont calculés comme suit à partir des coefficients issus de nombreux tests industriels [182] :

$$h_{ext} = 5 \times \left[\frac{(T_s - T_{amb})}{(T_{ext} \times d_{ext})} \right]^{0,25} \quad (\text{A4.6})$$

$$h_{int} = 2040 \times (1 + 0,0015 \times T_f) \left(\frac{\nu^{0,87}}{d_i} \right)^{0,13} \quad (\text{A4.7})$$

ν est la vitesse du fluide dans le tube. Il est exprimé en m/s et est fonction du diamètre intérieur et du débit.

T_f est la température du fluide circulant dans le fluide. Il s'exprime en $^\circ\text{C}$.

T_{ext} est la température ambiante de là où se trouvent les canalisations. Elle a été prise constante et égale à 15°C .

T_s est la température superficielle du tube. Elle dépend de la température du fluide et de la somme des résistances.

Ce coefficient de déperditions calculé pour chaque tronçon du réseau n'est opérationnel que lorsque le modèle dynamique tourne. Ceci étant, pour le dimensionnement théorique permettant d'avoir les débits et puissances, les pertes thermiques maximales doivent être définies.

A4.8 Pertes thermiques maximales du réseau

Elles sont calculées en fonction de l'énergie totale consommée aux sous-stations. Connaissant la puissance consommée à chaque sous-station, calculée en Eq. (A4.2), il nous suffit de les additionner et de multiplier le résultat par le temps de fonctionnement du chauffage pour avoir l'énergie consommée. L'hypothèse retenue dans ce cas d'étude, est celle d'un fonctionnement du chauffage de janvier à mai et d'octobre à décembre, soit pendant 5 832 heures. Les pertes thermiques maximales représentent 5 % de l'énergie qui traverse les canalisations.

$$d_{int} = \frac{Q_{losses}}{Q_{cons_{ss}} + Q_{losses}} \quad (\text{A4.8})$$

A4.9 Débit de départ de la chaufferie

Les puissances consommées en sous-stations connues, il nous suffit de les additionner avec la puissance perdue (calculée à partir de l'Eq. (A4.8)) et le tout multiplié par 1,05, le coefficient de sécurité, pour avoir la puissance à installer à la chaufferie. De cette puissance, nous pourrions ainsi calculer le débit de départ de la chaufferie.

$$\dot{Q}_p = \left(\left(\sum \dot{Q}_{ssj} \right) + Q_{losses} \right) \times 1,05 \quad (\text{A4.9})$$

A4.9 Débit de départ de la chaufferie

Q_{losses} est la puissance perdue calculée (en kW) à partir de l'énergie perdue.
Le débit à la chaufferie est calculé de la même manière que celui en sous-station avec les puissances correspondantes. De même pour le diamètre de la canalisation principal, il est issu de la formule de Croquelois avec le débit correspondant.

A4.9 *Débit de départ de la chaufferie*