

## **Etude par la simulation de la rentabilité économique d'un micro réseau de chaleur connecté à une installation de cogénération biomasse**

**Auteur :** Simonis, Caroline

**Promoteur(s) :** Lemort, Vincent

**Faculté :** Faculté des Sciences appliquées

**Diplôme :** Master en ingénieur civil électromécanicien, à finalité spécialisée en énergétique

**Année académique :** 2017-2018

**URI/URL :** <http://hdl.handle.net/2268.2/4505>

---

### *Avertissement à l'attention des usagers :*

*Tous les documents placés en accès ouvert sur le site le site MatheO sont protégés par le droit d'auteur. Conformément aux principes énoncés par la "Budapest Open Access Initiative"(BOAI, 2002), l'utilisateur du site peut lire, télécharger, copier, transmettre, imprimer, chercher ou faire un lien vers le texte intégral de ces documents, les disséquer pour les indexer, s'en servir de données pour un logiciel, ou s'en servir à toute autre fin légale (ou prévue par la réglementation relative au droit d'auteur). Toute utilisation du document à des fins commerciales est strictement interdite.*

*Par ailleurs, l'utilisateur s'engage à respecter les droits moraux de l'auteur, principalement le droit à l'intégrité de l'oeuvre et le droit de paternité et ce dans toute utilisation que l'utilisateur entreprend. Ainsi, à titre d'exemple, lorsqu'il reproduira un document par extrait ou dans son intégralité, l'utilisateur citera de manière complète les sources telles que mentionnées ci-dessus. Toute utilisation non explicitement autorisée ci-avant (telle que par exemple, la modification du document ou son résumé) nécessite l'autorisation préalable et expresse des auteurs ou de leurs ayants droit.*

---



UNIVERSITÉ DE LIÈGE  
FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUÉES

Travail de fin d'études réalisé en vue de l'obtention du grade  
de master Ingénieur Civil en électromécanique

---

**Etude par la simulation de la rentabilité  
économique d'un micro réseau de chaleur  
connecté à une installation de cogénération  
biomasse**

---

Caroline SIMONIS  
Promoteur : Pr. Vincent LEMORT

Année académique 2017-2018

Je tiens à remercier le bureau d'étude A+ concept, qui m'a accueillie pour mon stage et mon travail de fin d'études. Leur aide m'a été précieuse, aussi bien au niveau technique que pour identifier les priorités au cours de ce travail de longue haleine qu'est le TFE. Travailler avec eux m'a permis d'apprendre énormément.

Je remercie également mon promoteur Mr Lemort pour ses conseils et sa disponibilité.

# Table des matières

<b>1</b>	<b>Introduction</b>	<b>1</b>
1.1	Description du projet . . . . .	1
1.2	Objectif du travail . . . . .	2
1.3	Choix du logiciel de simulation . . . . .	3
<b>2</b>	<b>État de l'art</b>	<b>5</b>
2.1	La biomasse comme source d'énergie renouvelable . . . . .	5
2.2	La micro-cogénération biomasse . . . . .	6
2.3	Les réseaux de chaleur . . . . .	8
<b>3</b>	<b>Modélisation</b>	<b>10</b>
3.1	Besoins en chaleur . . . . .	10
3.2	Réseau de chaleur . . . . .	15
3.3	Chaufferie . . . . .	19
3.3.1	Ballon tampon et départ du réseau . . . . .	20
3.3.2	Chaudière bois . . . . .	21
3.3.3	Cogénération . . . . .	23
<b>4</b>	<b>Résultats</b>	<b>31</b>
4.1	Bâtiment . . . . .	31
4.1.1	Demande de chaleur . . . . .	31
4.1.2	Température intérieure et contrôleur . . . . .	35
4.1.3	Etude paramétrique . . . . .	53
4.2	Réseau de chaleur . . . . .	65
4.3	Chaufferie . . . . .	71
4.3.1	Chaudière bois . . . . .	71
4.3.2	Cogénération : moteur à combustion interne . . . . .	74
4.3.3	Cogénération : moteur Stirling . . . . .	76
4.4	Rentabilité . . . . .	82
<b>5</b>	<b>Conclusion</b>	<b>85</b>

## Table des figures

1	Vue satellite du domaine St Roch . . . . .	1
2	Schéma de fonctionnement d'un moteur Stirling de configuration <i>beta</i> . En allant de gauche à droite, le chauffage, la détente, le refroidissement et finalement la compression en allant de l'image de droite à celle de gauche. . . . .	7
3	Vue satellite du domaine St Roch où les bâtiments occupés ont été mis en évidence. Le tracé en rouge représente le réseau de chaleur. . . . .	15
4	Schéma de la topologie des sous-stations du réseau de chaleur . . . . .	18
5	Schéma de principe expliquant le fonctionnement du contrôleur de la chaudière. $T_H$ et $T_L$ sont les deux températures d'entrée, $\Delta T_H$ et $\Delta T_L$ sont respectivement la limite haute et la limite basse pour la différence $T_H - T_L$ , $\gamma_i$ est le signal de contrôle d'entrée et $\gamma_o$ celui de sortie. . . .	23
6	Schéma représentant la structure du fichier Excel utilisant les relations des performances d'une unité de cogénération en fonction du facteur de charge électrique afin d'en déduire les performances pour un facteur de charge thermique donné. . . . .	25
7	Profil de demande du site . . . . .	32
8	Courbe monotone de la demande en chaleur totale du site . . . . .	33
9	Courbe monotone de la demande en chauffage de chaque bâtiment étudié	34
10	Demande en chaleur pour l'eau chaude sanitaire . . . . .	35
11	Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 0. . . . .	36
12	Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 0 pour une semaine d'hiver (haut) et d'été (bas). . . . .	37
13	Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 1. . . . .	38
14	Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 1 pour une semaine d'hiver (haut) et d'été (bas). . . . .	39
15	Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 2. . . . .	40
16	Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 2 pour une semaine d'hiver (haut) et d'été (bas). . . . .	41
17	Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Appartement. . . . .	42
18	Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Appartement pour une semaine d'hiver (haut) et d'été (bas). . . . .	43
19	Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Séminaire. . . . .	44

20	Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Séminaire pour une semaine d'hiver (haut) et d'été (bas).	45
21	Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Magasin.	46
22	Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Magasin pour une semaine d'hiver (haut) et d'été (bas).	47
23	Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Conciergerie.	48
24	Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Conciergerie pour une semaine d'hiver (haut) et d'été (bas).	49
25	Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Gîtes.	50
26	Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Gîtes pour une semaine d'hiver (haut) et d'été (bas).	51
27	Courbes monotones représentant la qualité du contrôle de température par le temps durant lequel la température est inférieure à la consigne.	52
28	Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si le facteur solaire est multiplié par 10 ( <i>gs10</i> ) et divisé par 10 ( <i>gs01</i> ).	53
29	Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si les gains internes sont multipliés par 10 ( <i>GI10</i> ) et divisés par 10 ( <i>GI01</i> ).	55
30	Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si le coefficient d'échange de chaleur global des parois est multiplié par 10 ( <i>Ug10</i> ) et divisé par 10 ( <i>Ug01</i> ).	56
31	Indication par une courbe monotone de la qualité du contrôle de température dans chaque zone étudiée lorsque le coefficient de transfert de chaleur est multiplié par 10 ( <i>Ug10</i> ) et divisé par 10 ( <i>Ug01</i> ). L'axe des abscisses représente le temps en heures et l'axe des ordonnées l'écart entre la température intérieure et la consigne en Kelvin.	57
32	Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si la température de consigne est augmentée de 2 °C ( <i>TsP2</i> ) et baissée de 2 °C ( <i>TsM2</i> ).	59
33	Indication par une courbe monotone de la qualité du contrôle de température dans chaque zone étudiée lorsque le gain du contrôleur est multiplié par 1,5 ( <i>Kp15</i> ) et divisé par 10 ( <i>Kp01</i> ). L'axe des abscisses représente le temps en heures et l'axe des ordonnées l'écart entre la température intérieure et la consigne en Kelvin.	60
34	Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si le gain du contrôleur de température est multiplié par 1,5 ( <i>Kp15</i> ) et divisé par 10 ( <i>Kp01</i> ).	61

35	Indication par une courbe monotone de la qualité du contrôle de température dans chaque zone étudiée lorsque la constante du terme intégral du contrôleur est multipliée par 10 ( <i>Ki10</i> ) et divisée par 10 ( <i>Ki01</i> ). L'axe des abscisses représente le temps en heures et l'axe des ordonnées l'écart entre la température intérieure et la consigne en Kelvin. . . . .	63
36	Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si le coefficient du terme intégral du contrôleur de température est multiplié par 10 ( <i>Ki10</i> ) et divisé par 10 ( <i>Ki01</i> ). . . . .	64
37	Débit massique total et pertes de charge globales dans le réseau de chaleur	65
38	Débit massique total et pertes de charge globales dans le réseau de chaleur durant une partie de l'hiver . . . . .	66
39	Débit massique total et pertes de charge globales dans le réseau de chaleur durant une partie de l'été . . . . .	67
40	Puissance nécessaire pour faire circuler l'eau dans le réseau de chaleur .	68
41	Pertes de chaleur dans l'ensemble du réseau de chaleur . . . . .	69
42	Température d'arrivée de l'eau dans chaque sous-station du réseau de chaleur . . . . .	70
43	Mise en évidence des erreurs numériques dans les résultats obtenus pour la température d'arrivée de l'eau dans la sous-station des gîtes. . . . .	70
44	Puissance produite par la chaudière et puissance perdue par le ballon au cours de l'année simulée. . . . .	71
45	Évolution des quantités d'énergie consommées et produites dans la chaufferie. . . . .	72
46	Durée de chaque période de fonctionnement de la chaudière durant un an, dans l'ordre chronologique. . . . .	73
47	Puissances thermiques produites par l'unité de cogénération et la chaudière, perdue par le ballon tampon et consommée par l'aérotherme. . .	74
48	Rendement de production d'énergie dans le cas où l'unité de cogénération par moteur à combustion interne et une chaudière d'appoint sont installées	75
49	Durée de chaque période de fonctionnement de la chaudière d'appoint durant un an, dans l'ordre chronologique, dans le scénario de cogénération par moteur à combustion interne. . . . .	76
50	Puissances en jeu dans la chaufferie dans le cas où une unité de cogénération fonctionnant avec un moteur Stirling est installée. . . . .	77
51	Puissance électrique produite par l'unité de cogénération par moteur Stirling. . . . .	77
52	Rendement de production d'énergie dans le cas où une unité de cogénération par moteur Stirling et une chaudière d'appoint sont installées. .	78
53	Durée de chaque période de fonctionnement des producteurs de chaleur durant un an, dans l'ordre chronologique, dans le cas où une unité de cogénération par moteur Stirling est installée. . . . .	79
54	Puissances en jeu dans la chaufferie dans le cas où deux unités de cogénération fonctionnant avec un moteur Stirling sont installées. . . . .	79

55	Puissance électrique produite par les deux unités de cogénération par moteur Stirling installées. . . . .	80
56	Rendement de production d'énergie dans le cas où deux unités de cogénération par moteur Stirling et une chaudière d'appoint sont installés. .	81
57	Durée de chaque période de fonctionnement des producteurs de chaleur durant un an, dans l'ordre chronologique, dans le cas où deux unités de cogénération par moteur Stirling sont installées. . . . .	81



# Liste des tableaux

1	Paramètres des différents bâtiments du site pour le calcul des besoins. Les logements 0 à 2 sont habités, l'appartement, le séminaire et le gîte sont loués de manière irrégulière, ainsi que le séminaire ; le magasin est occupé tout le temps. . . . .	11
2	Paramètres définissant les gains internes et les débits de ventilation et d'infiltration pour chaque zone . . . . .	12
3	Caractéristiques des conduites pour chaque tronçon du réseau de chaleur. Les valeurs sont données pour un sens de circulation de l'eau. . . . .	16
4	Données techniques du groupe de cogénération Spanner <i>HKA10</i> . . . .	27
5	Données techniques du groupe de cogénération ÖkoFEN <i>Pellematic e-max</i>	29
6	Comparaison entre les consommations réelles des bâtiments et les consommations calculées par le modèle . . . . .	32
7	Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si les gains solaires sont multipliés par 10 ( <i>gs10</i> ) et divisés par 10 ( <i>gs01</i> ). . . . .	54
8	Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si les gains internes sont multipliés par 10 ( <i>GI10</i> ) et divisés par 10 ( <i>GI01</i> ). . . . .	55
9	Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si le coefficient de transfert de chaleur global des parois est multiplié par 10 ( <i>Ug10</i> ) et divisé par 10 ( <i>Ug01</i> ). . . . .	58
10	Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si la température de consigne est augmentée de 2 °C ( <i>TsP2</i> ) et baissée de 2 °C ( <i>TsM2</i> ). . .	59
11	Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si le coefficient proportionnel du contrôleur de température est multiplié par 1,5 ( <i>Kp15</i> ) et divisé par 10 ( <i>Kp01</i> ). . . . .	62
12	Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si le coefficient du terme intégral du contrôleur de température est multiplié par 10 ( <i>Ki10</i> ) et divisé par 10 ( <i>Ki01</i> ). . . . .	65
13	Pertes de charge maximale dans chaque conduite, en pascals et en millimètres de colonne d'eau par mètre de conduite. . . . .	68
14	Prix des énergies considérés pour le calcul de rentabilité. . . . .	82
15	Synthèse du calcul de rentabilité des différentes options envisagées. . .	83

# 1 Introduction

## 1.1 Description du projet

Le domaine St Roch, situé à Couvin, est un ensemble de bâtiments classés d'autant du XVIII<sup>e</sup> siècle. Aujourd'hui, il est en rénovation suite à son rachat en 2005. Le site est constitué d'un ancien château divisé en trois logements permanents, d'une ancienne ferme partiellement utilisée par un petit magasin/restaurant et un gîte appelé "Conciergerie", d'une grande salle de réception ("Séminaire") accolée à un second gîte ("Appartement") et d'un bâtiment ("Gîtes") constitué d'un grand gîte et d'une salle de réception. La Figure 1 [1] représente la vue satellite du site sur laquelle les bâtiments étudiés ont été mis en évidence.

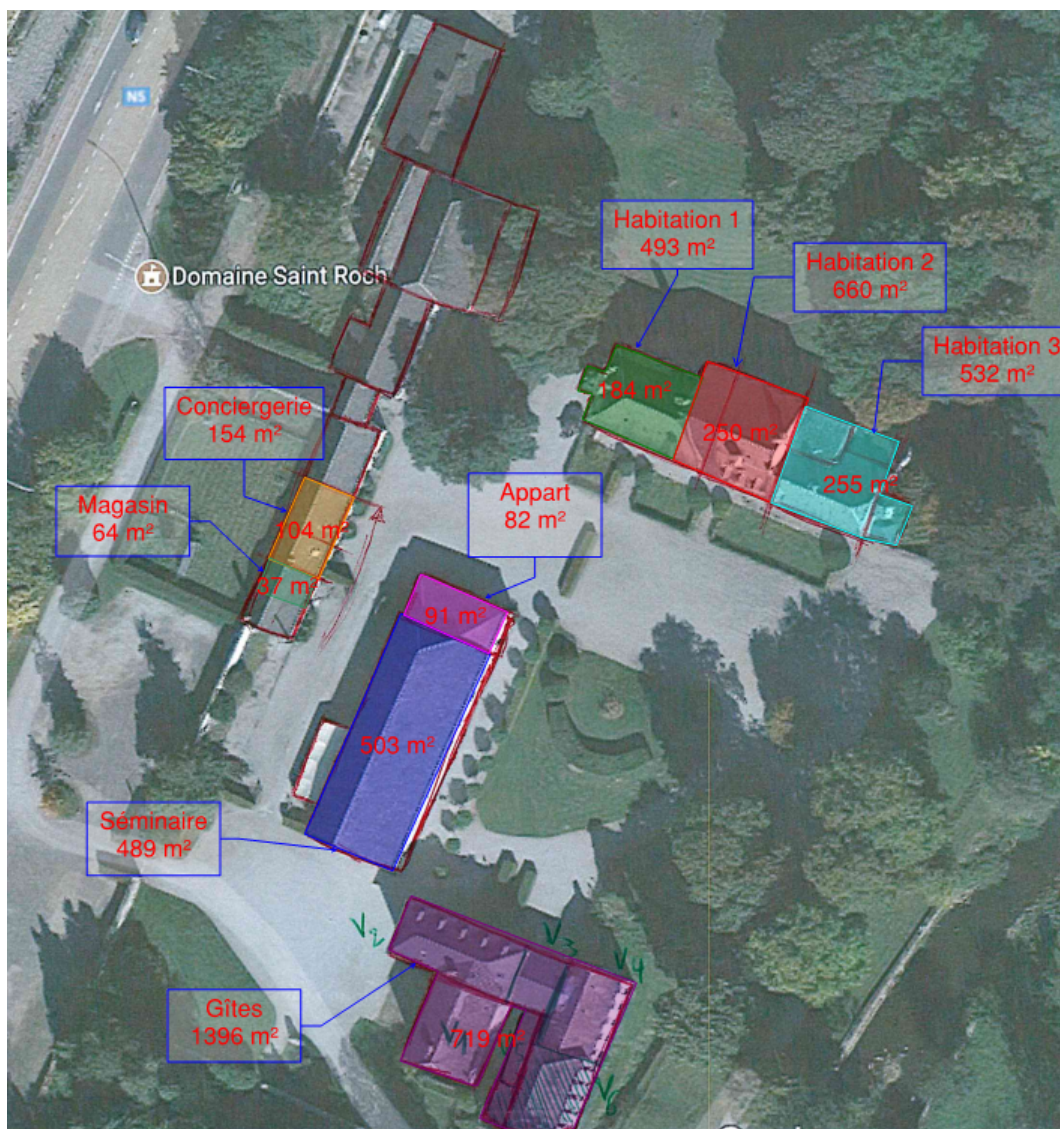


FIGURE 1 – Vue satellite du domaine St Roch

Dans le cadre des rénovations, une étude de faisabilité a été réalisée par le bureau d'étude A+ Concept afin de déterminer la rentabilité de l'installation d'une chaudière biomasse centralisée et d'un réseau de chaleur. La seconde option envisagée est l'installation d'une unité de cogénération à la biomasse pour produire une partie de la chaleur.

La conclusion de cette étude est que la chaufferie centralisée et le réseau de chaleur sont rentables et intéressants d'un point de vue énergétique, mais que la cogénération n'est pas rentable au vu du faible niveau d'occupation actuel des bâtiments. En effet, la plupart des bâtiments étant loués en tant que gîtes ou salles de réception, leur occupation est très variable et incertaine, alors qu'une unité de cogénération doit fonctionner de manière la plus constante possible pour être rentable.

Actuellement, les bâtiments ne sont presque pas isolés et la consommation annuelle est d'un peu moins de 187,5 MWh. En prenant en compte les travaux d'isolation prévus, la consommation est estimée à 159,3 MWh/an. La puissance de chauffe nécessaire est d'environ 200 kW dans la situation prévue, en tenant compte du foisonnement et des gains internes. La consommation électrique du site est estimée à 71,5 MWh/an, ce qui correspond à 8,16 kW si la puissance est constante tout au long de l'année.

## 1.2 Objectif du travail

L'objectif de ce travail de fin d'études est de déterminer de manière plus précise la rentabilité de l'installation d'une unité de cogénération. Pour cela, un modèle dynamique du site est mis en place. Ce modèle simule le comportement des bâtiments, du réseau de chaleur et de la chaufferie afin de déterminer les économies d'énergie inhérentes à chaque solution étudiée. Le comportement de l'ensemble sera simulé sur une année type belge.

Le cas de base à partir duquel les économies seront calculées est celui d'une chaudière biomasse centralisée assurant l'entièreté des besoins en chaleur. Deux technologies de cogénération à la biomasse seront étudiées et comparées au cas de base, l'une fonctionnant avec un gazéifieur et un moteur à combustion interne et l'autre avec un moteur Stirling.

Dans un premier temps, un état de l'art composé de trois parties est présenté. La première partie concerne l'utilisation de la biomasse comme combustible, la deuxième présente la cogénération biomasse et particulièrement les deux technologies développées dans ce travail. La troisième partie traite des réseaux de chaleur.

Ensuite, le modèle développé est décrit. Il se compose de trois parties calculant respectivement la demande de chaleur, le comportement du réseau de chaleur et celui de la chaufferie.

Le calcul de demande est réalisé selon une méthode simplifiée. Chacune des 8 zones identifiées est modélisée de manière globale afin d'obtenir un profil de consommation approximatif dépendant de ses caractéristiques d'occupation et d'isolation thermique.

Le modèle de réseau de chaleur a pour objectif d'évaluer les pertes thermiques et les pertes de charge dans les conduites. Il permet également de tenir compte du déphasage

entre l’envoi d’eau chaude dans le réseau et l’arrivée de la chaleur dans les bâtiments.

En ce qui concerne la chaufferie, quatre versions du modèle sont développées afin de représenter les quatre options étudiées. La première version est le cas de base, dans lequel la demande est entièrement satisfaite par une chaudière biomasse. La deuxième représente le système de cogénération composé d’un gazéifieur et d’un moteur à combustion interne. Les deux dernières versions développent l’option de cogénération par un moteur Stirling, tout d’abord dans le cas où une unité est installée et ensuite dans le cas où deux unités sont placées en série. Les quatre versions du modèle ont en commun le ballon tampon et le départ du réseau de chaleur.

La troisième partie exploite les résultats obtenus après avoir simulé le système. Selon la même structure que pour la présentation du modèle, les résultats de demande de chaleur sont d’abord analysés. Ensuite viennent ceux concernant le réseau de chaleur et enfin les différentes configurations de chaufferie.

Au niveau de la modélisation des bâtiments, les résultats de consommation sont d’abord exposés, suivis de l’évolution de la température intérieure de chaque zone. Une étude paramétrique est menée afin de déterminer si le comportement modélisé est réaliste.

Pour le réseau de chaleur, le débit, les pertes de charge globales et les pertes de chaleur obtenus sont présentés. De plus, la puissance mécanique de la pompe du réseau est calculée.

Les résultats présentés pour la chaufferie sont liés aux puissances produites et consommées, aux temps de fonctionnement et aux facteurs de charge de chaque producteur d’énergie. Une efficacité globale de la chaufferie est également calculée pour chaque cas envisagé.

Pour conclure, le calcul de rentabilité est effectué à partir des résultats de simulation, de données d’investissements et des coûts de l’énergie. La rentabilité d’une solution technique est évaluée à partir de son taux de rentabilité actualisé.

### 1.3 Choix du logiciel de simulation

Les deux possibilités concernant le logiciel de simulation sont d’utiliser Dymola ou TRNSYS.

Dymola est un environnement de simulation utilisant le langage de simulation Modelica. Modelica est un langage open-source orienté objet permettant la simulation dynamique de projets multi-disciplinaires. Est associée à ce langage la librairie standard Modelica comprenant environ 1600 modèles et 1350 fonctions pour les différents domaines physiques couverts, dont la mécanique, l’électricité, l’électronique, les systèmes thermiques ou le contrôle.

TRNSYS est un logiciel de simulation dynamique spécialisé en énergétique et analyse de bâtiments. Commercialisé à partir des années 80, il a été créé pour simuler les

systèmes solaires thermiques et a ensuite été étendu à d'autres solutions énergétiques. La licence TRNSYS est vendue avec une librairie standard comprenant plus de 500 composants appelés Types et permettant de simuler les éléments les plus importants des installations énergétiques classiques.

Dymola est plus flexible, il contient moins de restrictions que TRNSYS, mais cela implique qu'il faut accorder plus d'attention à ce que le code écrit soit possible à compiler et qu'il converge. Dans TRNSYS, il est possible d'écrire ses propres composants mais cela reste complexe, à cause de toutes les restrictions évoquées plus haut ; le logiciel n'est pas conçu dans cette optique.

Finalement, le choix du logiciel est guidé par la possibilité de réutilisation du modèle par le bureau d'étude. Celui-ci utilise TRNSYS lorsqu'il a besoin d'une modélisation.

## 2 État de l’art

### 2.1 La biomasse comme source d’énergie renouvelable

Le terme de biomasse rassemble tous les produits directs ou indirects de la photosynthèse datant d’un passé proche. Cela comprend des matériaux de compositions très différentes et de taux d’humidité variés, ce qui influe beaucoup sur leurs propriétés de combustion [2].

Le regain d’intérêt pour la biomasse comme source d’énergie est dû à plusieurs facteurs. Tout d’abord son prix par unité d’énergie primaire est plus faible que celui des énergies fossiles. Ensuite son abondance, dans un contexte où les principales sources d’énergie sont de plus en plus difficiles à extraire, ainsi que sa répartition plus étendue sur la planète qui permet l’utilisation de ressources locales. De plus, le bilan en  $\text{CO}_2$  de la biomasse est considéré comme nul car la quantité de  $\text{CO}_2$  rejeté lors de la combustion est équivalente à celle absorbée par la photosynthèse lors de la vie de la plante. Cela implique que la combustion de biomasse émet moins de gaz à effet de serre que celle de combustibles fossiles. Enfin, la biomasse est la seule source d’énergie renouvelable dont la disponibilité ne dépend pas du climat à court et moyen terme, cela la rend plus fiable [3].

Par ailleurs, la biomasse peut être considérée comme renouvelable si la gestion du combustible est durable, c’est-à-dire si de la biomasse est replantée pour remplacer celle qui est utilisée.

Cependant, ces avantages ne doivent pas être surestimés. Malgré sa large disponibilité, il y a toujours, à l’échelle d’un pays, une proportion de la biomasse utilisée comme combustible qui est importée, ce qui ajoute le transport au bilan carbone de la combustion. Par ailleurs, si la plante se décompose sur le sol forestier par exemple, elle laisse des nutriments dans le sol qui participent à sa régénération, et une partie du  $\text{CO}_2$  qu’elle a absorbé durant sa vie n’est pas libérée durant la décomposition mais reste dans la terre. Cela implique que le bilan en  $\text{CO}_2$  de la combustion n’est pas vraiment nul et que celle-ci a un impact sur la qualité du sol sur lequel va repousser la génération de biomasse suivante [4].

De plus, il est important de savoir que la combustion de la biomasse rejette plus de particules fines que celle des combustibles traditionnels.

Par ailleurs, la combustion d’une grande proportion de la biomasse disponible peut devenir un frein à d’autres industries utilisant le bois comme matière première, ce qui ne serait pas bénéfique pour la société de manière générale. Par conséquent, une méthode à privilégier est d’utiliser les déchets de ces industries comme combustible pour la production d’énergie [5].

Étant donné que l’efficacité de la conversion de biomasse en électricité augmente beaucoup avec la puissance nominale, les unités à faible échelle comme celle étudiée ici peuvent paraître inintéressantes. Cependant, la perte d’efficacité liée à la petite puissance d’une installation à la biomasse est au moins en partie compensée par le fait que

la quantité de combustible nécessaire est faible et qu'il est donc plus facile de trouver des ressources de biomasse locale suffisantes pour ne pas devoir en importer [3].

Les combustibles biomasse produisent plus de cendres et de particules que les autres combustibles. Les chaudières biomasse doivent donc être adaptées à cette particularité, tant au niveau de l'échappement des gaz de combustion que de l'échangeur de chaleur. Par ailleurs, plus le contenu en eau du combustible est élevé, plus sa capacité calorifique diminue.

## **2.2 La micro-cogénération biomasse**

La cogénération est un moyen de production de chaleur et d'électricité par le même dispositif. Le principe de base est que l'efficacité du système complet est plus élevée si la chaleur rejetée à la source froide par le cycle thermodynamique moteur est récupérée. Il existe plusieurs technologies de cogénération, par exemple le moteur à combustion interne, la turbine à vapeur, les moteurs Stirling et Ericsson.

La micro-cogénération est une unité de cogénération dont la puissance électrique nominale est inférieure à 50 kW.

En ce qui concerne les technologies fonctionnant à la biomasse, il y a deux possibilités. D'une part les moteurs à combustion externe pour lesquels les adaptations liées à la biomasse sont similaires à celles des chaudières. C'est le cas du moteur Ericsson et du moteur Stirling, qui est l'une des deux technologies étudiées ici. D'autre part, les technologies à combustion interne comme les turbines à gaz et les moteurs à combustion interne nécessitent une étape supplémentaire entre la biomasse et le cycle thermodynamique. Cette étape peut être un échangeur de chaleur entre les gaz de combustion et un circuit d'eau alimentant une turbine à gaz par exemple. La technologie qui sera étudiée dans ce travail est la gazéification du bois afin de produire du biogaz qui sera brûlé dans un moteur à combustion interne.

### **Gazéification du bois**

La gazéification du bois consiste en une combustion partielle permettant de convertir le combustible solide en gaz. Ce gaz, appelé biogaz ou syngas en anglais, est composé principalement d'hydrogène, de monoxyde de carbone, de méthane et de dioxyde de carbone, ainsi que des composants du comburant utilisé, généralement de l'air, de l'oxygène pur ou de la vapeur d'eau [5]. La chaleur nécessaire à la combustion peut être fournie par un processus séparé (gazéifieur allothermique ou indirect) ou par la combustion d'une partie de la biomasse dans le réacteur (gazéifieur autothermique ou direct) [3].

Les paramètres principaux influençant l'efficacité du gazéifieur sont le carburant et le comburant utilisé, leur proportion et leur composition chimique, la température de combustion partielle et le temps de résidence dans le réacteur.

Avant de pouvoir être utilisé, le biogaz doit être filtré car il contient des particules solides et des éléments corrosifs qui peuvent endommager le système qui va l'utiliser

pour produire de l'énergie. Le nettoyage peut se faire dans le réacteur ou après. Plusieurs méthodes existent mais leur point commun est que les dispositifs nécessaires sont coûteux et encombrants [5].

Parmi les unités de cogénération avec gazéification du bois et moteur à combustion interne commercialisées, l'efficacité électrique se situe autour de 20% et l'efficacité globale autour de 80%. L'investissement moyen varie entre 500 et 1000 € par kW électrique.

## Moteur Stirling

Un moteur Stirling est un moteur à gaz en circuit fermé, dont la source de chaleur est donc externe et peut être très variée (combustion d'un combustible liquide ou solide, énergie solaire, etc.). Il peut se présenter selon différentes géométries (*alpha*, *beta*, *gamma*) dépendant de la position des pistons et du régénérateur de chaleur. Le moteur Qnergy étudié dans ce travail est un moteur de type *beta*, dont le fonctionnement est schématisé à la Figure 2<sup>1</sup>.

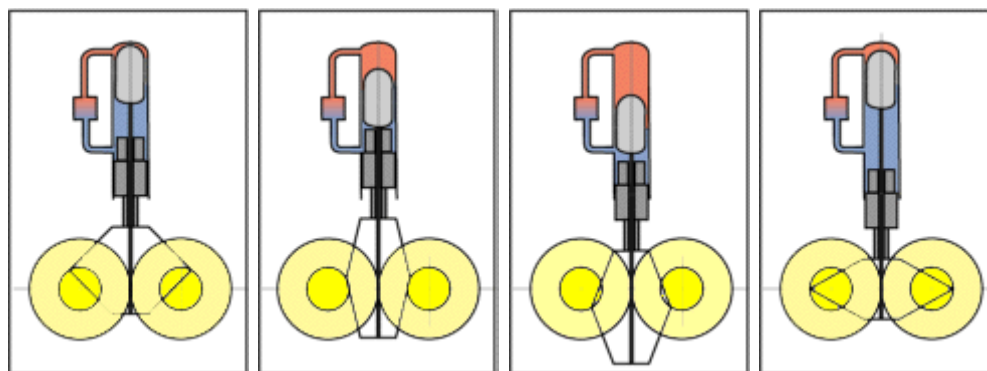


FIGURE 2 – Schéma de fonctionnement d'un moteur Stirling de configuration *beta*. En allant de gauche à droite, le chauffage, la détente, le refroidissement et finalement la compression en allant de l'image de droite à celle de gauche.

Cette technologie fait l'objet d'un regain d'intérêt depuis quelques années. En effet, elle est facilement adaptable aux sources d'énergie renouvelables comme la biomasse et le soleil, ou non conventionnelles comme les déchets. Ces moteurs sont bien adaptés aux technologies de micro-cogénération car les modèles les plus commercialisés ont typiquement des puissances nominales faibles (1 à 10 kW électriques). Cependant, c'est encore une technologie en développement et elle est donc moins disponible et moins fiable que les moteurs à combustion interne par exemple. Cependant, le système alternatif dans le cas présent, à savoir la gazéification du bois pour son utilisation dans un moteur à combustion interne, est aussi une technologie en développement [6].

Les performances du moteur sont fortement liées aux températures des sources chaude et froide. Dans un système de cogénération, la source froide est l'eau du circuit

1. Source : <http://www.moteurstirling.com>, consulté en mai 2018



de chauffage, et sa température dépend du retour de ce circuit. Or, cette température peut beaucoup varier au cours de l'année et d'une installation à l'autre. De plus, dans le cas d'un réseau de chaleur alimentant des radiateurs et devant donc fonctionner à haute température (minimum 70 °C dans les radiateurs), le retour est également à une température assez élevée, ce qui est un désavantage pour le rendement électrique de l'installation.

## 2.3 Les réseaux de chaleur

Un réseau de chaleur est une installation permettant de produire de la chaleur en grande quantité, avec une meilleure efficacité énergétique, pour ensuite la distribuer à différents consommateurs. Ce type d'installation est composé d'un ou plusieurs producteurs de chaleur et d'un réseau de canalisations remplies d'un fluide caloporteur permettant la distribution de la chaleur aux utilisateurs.

La source de chaleur peut être une chaudière, une unité de cogénération ou un procédé industriel produisant de la chaleur qu'il est possible de récupérer.

La production de chaleur décentralisée implique des pertes lors du transport de la chaleur, mais ces pertes peuvent être compensées par le gain d'efficacité dans la production. En effet, dans le meilleur des cas, l'énergie est récupérée d'un processus industriel et serait inutilisée si le réseau n'était pas mis en place. Par ailleurs, il est plus facile d'intégrer une source d'énergie renouvelable dont la production est difficile à prévoir comme l'énergie solaire ou éolienne si ses fluctuations peuvent être compensées par d'autres producteurs qui, eux, sont contrôlables. Enfin, si l'énergie est produite par une unité plus classique, son efficacité est généralement plus élevée que dans le cas où chaque utilisateur produit sa propre chaleur parce qu'il est possible de mettre en place un meilleur contrôle de la production. En général, les mesures visant à améliorer la régulation d'un producteur d'énergie permettent jusqu'à 15% de réduction de la consommation [7].

Les conduites de distribution sont enterrées et peuvent être réalisées en plusieurs types de matériaux (polyéthylène, acier, inox) mais sont toujours isolées afin de limiter au maximum les pertes de chaleur en ligne. Le fluide caloporteur est le plus souvent de l'eau à différentes gammes de températures (eau chaude, surchauffée ou vapeur d'eau) mais peut aussi être une suspension de particules d'un matériau à changement de phase.

La liaison entre un bâtiment et le réseau de chaleur se fait via une sous-station dans laquelle se trouvent un ou plusieurs échangeurs de chaleur. Le réseau de chaleur proprement dit est appelé réseau primaire et le circuit du bâtiment est appelé réseau secondaire. Plusieurs échangeurs de chaleur peuvent être nécessaires pour apporter de la chaleur séparément au circuit de chauffage et au circuit d'eau chaude sanitaire par exemple.

D'un point de vue environnemental, un réseau de chaleur présente plusieurs avan-

tages. L'amélioration de l'efficacité énergétique a déjà été discutée. A côté de cela, la puissance qui doit être installée dans une chaufferie centralisée est toujours plus faible que la somme des puissances des chaufferies individuelles grâce à l'effet de foisonnement. Cela signifie que, comme tous les consommateurs ne demandent jamais leur puissance maximale en même temps, la puissance totale à installer peut être diminuée si la chaufferie est centralisée. De plus, l'installation d'un réseau de chaleur permet d'améliorer la qualité de l'air car une installation de plus grande puissance est soumise à des réglementations plus strictes sur l'émission de polluants donc le contrôle des fumées doit être renforcé. Enfin, le traitement des fumées peut être mis en place pour un coût plus faible que s'il devait l'être sur chaque installation individuelle.

Par ailleurs, l'absence de chaufferie dans chaque bâtiment fait gagner de la place et améliore l'environnement esthétique et sonore en supprimant les appareils individuels éventuellement extérieurs, les cheminées, les panaches de fumée, etc. La sécurité des bâtiments est également renforcée au vu de l'absence de combustible pouvant exploser ou brûler [8].

Les configurations où l'installation d'un réseau de chaleur est la plus intéressante sont celles où les profils de demande des différents consommateurs sont complémentaires, afin de fournir l'énergie nécessaire sur un temps plus long et pouvoir mieux dimensionner l'installation de production. Par ailleurs, il est considéré que l'installation d'un réseau de chaleur n'est profitable que si sa densité est supérieure à 4 MW/km de conduites ou 40 MW/km<sup>2</sup>. La condition sur la densité est due au fait que les coûts d'installation et de maintenance du réseau sont proportionnels à sa longueur tandis que les revenus sont proportionnels à l'énergie consommée.

### 3 Modélisation

La modélisation du projet est réalisée dans le logiciel TRNSYS 18. Elle se compose de trois parties principales, à savoir les bâtiments, le réseau de chaleur et la chaufferie. Le code a été décliné en plusieurs versions représentant chacune un système de chauffage différent. Les différents systèmes seront ensuite comparés afin de déterminer lequel est le plus rentable.

Chaque modèle est simulé sur une année complète avec un pas de temps d'un quart d'heure en prenant en compte les conditions météorologiques belges typiques. Ces conditions sont tirées des données météorologiques de la station de Uccle (Belgique) des 30 dernières années. Les valeurs utilisées sont reconstruites à partir des valeurs réelles afin de représenter au mieux le climat typique du lieu étudié.

#### 3.1 Besoins en chaleur

La première partie du code, modélisant les bâtiments à chauffer, a pour but de déterminer les besoins en chaleur du site. Ces besoins se divisent en deux parties principales, à savoir les besoins en eau chaude sanitaire et les besoins en chauffage. Dans les deux cas, la modélisation se base sur les données et paramètres provenant de l'étude de faisabilité et de l'audit énergétique déjà réalisés par le bureau d'étude A+ concept.

Pour l'eau chaude sanitaire (ECS), une valeur moyenne de consommation en litres à 45 °C par personne et par jour dépendant de la fonction du bâtiment est utilisée. Le ballon d'eau chaude n'est pas modélisé car cela nécessiterait de définir des profils de puisage de l'eau, ce qui ne pourrait se faire de manière simple et représentative. La solution choisie pour la plupart des bâtiments consiste à remplir un ballon d'eau chaude dans chaque bâtiment tôt le matin, à une température plus élevée que nécessaire afin qu'elle reste suffisamment chaude toute la journée. Cette solution n'est pas suffisante pour le bâtiment des gîtes étant donné que stocker 2200 L d'eau chaude sanitaire nécessiterait trop de place. C'est pourquoi, dans le cas des gîtes, deux périodes de chauffe sont programmées. Par ailleurs, afin d'éviter la surcharge du réseau, l'eau chaude sanitaire de tous les bâtiments ne commence pas à chauffer à la même heure ; l'eau des logements est chauffée à partir de 4 h du matin et celle des autres bâtiments à 6 h du matin. Pour les gîtes, les horaires sont 6 à 11 h et 16 à 23 h. Enfin, l'eau n'est chauffée que si le bâtiment est occupé durant la journée en cours.

Afin de permettre que l'eau reste suffisamment chaude jusqu'au soir malgré les pertes du ballon, elle est chauffée à 70 °C, c'est-à-dire 10 K de plus que nécessaire pour garantir d'éviter le développement de la légionellose. Du fait de cette température très élevée par rapport à la température de puisage, le volume à chauffer à 70 °C est plus faible que le besoin en eau à 45 °C. Le volume d'eau chauffé chaque jour à 70 °C est donc donné par

$$V_{ECS}^{70} = V_{ECS}^{45} \frac{45 - T_{eau\ ville}}{70 - T_{eau\ ville}} \quad (1)$$

La Table 1 reprend les besoins en ECS de chaque zone ainsi que leur nombre d'occupants nominal, leur surface de déperdition, leur coefficient de transfert de chaleur global ainsi que leur taux d'occupation.

Bâtiment	Occupants [personnes]	Besoins ECS [L à 45°C/jour]	S <sub>pertes</sub> [m <sup>2</sup> ]	U <sub>global</sub> [W/m <sup>2</sup> K]	Occupation [%]
Logement 0	3	150	493	1,83	100
Logement 1	3	150	660	1,68	100
Logement 2	3	150	532	1,48	100
Appartement	2	100	81.7	1,54	80
Séminaire	100	0	489	1,29	8,22
Magasin	1	10	64	1,64	100
Conciergerie	6	300	154	1,41	16,44
Gîte	44	2200	1396	0,66	75

TABLE 1 – Paramètres des différents bâtiments du site pour le calcul des besoins. Les logements 0 à 2 sont habités, l'appartement, le séminaire et le gîte sont loués de manière irrégulière, ainsi que le séminaire ; le magasin est occupé tout le temps.

En ce qui concerne les besoins en chauffage, un bilan thermique est implémenté pour chaque zone à l'aide du Type 88 de TRNSYS. Le site se compose de huit zones, dont quatre sont occupées de manière régulière et quatre sont louées comme gîtes ou salle de réception et ne sont donc pas occupées de manière régulière.

Le bilan thermique se compose de quatre termes : les pertes par les parois, les pertes par ventilation, les pertes par infiltrations et les gains. Les pertes par les parois sont calculées à partir d'un coefficient d'échange de chaleur global pour la zone, les pertes par ventilation et par infiltrations à partir d'un débit d'air et de la température de l'air entrant. Les gains sont donnés en entrée et séparés en trois types : les gains par les occupants, par l'éclairage et par les équipements. Le modèle utilisé n'est pas conçu pour représenter un bâtiment chauffé, ni pour prendre en compte les gains solaires, mais étant donné que les gains sont simplement pris en compte par des puissances calorifiques à donner en entrée du modèle, celles-ci peuvent représenter n'importe quelle source de chaleur. Ainsi, tous les gains internes ont été rassemblés sur une entrée, les gains solaires sur la deuxième et la puissance supplémentaire nécessaire à maintenir la température de consigne est donnée par la troisième entrée consacrée aux gains.

Autour de ce modèle de bilan thermique se trouvent un contrôleur destiné à maintenir la température de consigne dans la zone, un élément définissant cette température de consigne ainsi que les variables dépendant de l'occupation de la zone, et enfin un élément calculant les gains solaires à partir de l'irradiation. Les débits de ventilation et

d'infiltrations sont fixés à partir de l'audit énergétique réalisé préalablement. Le débit de ventilation est considéré comme nul quand la zone est inoccupée et égal au débit nominal quand elle est occupée tandis que le débit d'infiltrations est constant.

Dans le cas des bâtiments à occupation fixe, la présence et la température de consigne sont fixées par deux modèles de TRNSYS permettant d'imposer des fonctions qui se répètent au cours du temps. Ainsi, dans les trois logements, les profils sont définis sur 24 h et se répètent chaque jour de l'année tandis que dans le magasin, ils sont définis sur une semaine (168 h). Ensuite, à partir de l'occupation, les profils du débit de ventilation et des gains internes sont déterminés grâce à des valeurs nominales. La température de consigne est de 15 °C la nuit et la journée quand personne n'est présent, et de 21 °C en cas de présence dans la zone la journée. Ainsi, dans les logements, la consigne est de 21 °C entre 6 et 8 h le matin, et entre 17 et 22 h le soir, tandis que dans le magasin elle est de 21 °C entre 8 et 18 h tous les jours sauf le dimanche.

Dans le cas des bâtiments dont l'occupation n'est pas fixe, la présence est calculée par un fichier Excel à partir de dates de réservation et de là sont déduits les gains internes, le débit de ventilation et la température de consigne, qui sont ensuite communiqués à TRNSYS. En cas d'occupation, la température de consigne est de 21 °C la journée, c'est-à-dire entre 6 et 23 h, et 15 °C la nuit, tandis que lorsque les bâtiments sont inoccupés, elle est de 1 °C afin d'éviter le gel à l'intérieur. Bien qu'en général, la température de consigne pour éviter le gel soit de 5 °C, elle a été fixée à une valeur plus faible afin de ne pas obtenir une consommation trop élevée lors de la simulation.

Bâtiment	$\dot{m}_{vent}$ [kg/h]	$\dot{m}_{inf}$ [kg/h]	Gains internes			Facteur solaire [-]
			Occupants [W/pers]	Éclairage [W/m <sup>2</sup> ]	Équipements [W/m <sup>2</sup> ]	
Logement 0	475,52	156,35	150	15	14	0,4
Logement 1	700,51	198,01	150	13	13	0,4
Logement 2	586,04	199,75	150	15	14	0,4
Appartement	185,29	77,77	150	27	25	0,4
Séminaire	792,83	407,99	150	35	35	0,4
Magasin	66,13	65,09	150	31	30	0,4
Conciergerie	151,45	93,54	150	17	15	0,4
Gîte	960	564,48	150	8	6,5	0,4

TABLE 2 – Paramètres définissant les gains internes et les débits de ventilation et d'infiltration pour chaque zone

Les paramètres définissant les gains internes, les débits d'air et le facteur solaire sont détaillés dans la Table 2. Les paramètres utilisés pour évaluer les gains internes ont été calibrés afin que les consommations obtenues pour chaque bâtiment correspondent aux consommations réelles de ces bâtiments. Il en résulte, pour certains bâtiments comme le séminaire, le magasin et l'appartement, des valeurs assez élevées par rapport aux valeurs

généralement observées, tandis que pour les gîtes, les valeurs utilisées sont faibles. Ces écarts avec les ordres de grandeur attendus peuvent être expliqués par l'absence d'inertie thermique dans les murs modélisés des bâtiments. L'inertie thermique de l'air est prise en compte mais pas celle des parois, parce que le modèle simplifié de TRNSYS ayant été utilisé ne le permet pas.

Il est probable également que ce soit cette absence d'inertie qui explique que fixer la température de consigne à 1 °C au lieu de 5 lors des périodes inoccupées des bâtiments provoque une très forte augmentation des consommations.

Les gains solaires sont calculés en tenant compte de l'azimut des fenêtres et de leur surface, ainsi que d'un facteur solaire. La formule suivante est utilisée :

$$\dot{Q}_{solaire} = \sum_{Az} g S_{fen}^{Az} I^{Az} \quad (2)$$

où  $Az$  est l'azimut d'une fenêtre,  $g$  le facteur solaire,  $S_{fen}^{Az}$  la surface des fenêtres orientées selon l'azimut  $Az$  et  $I^{Az}$  l'irradiation solaire selon cet azimut.

Le chauffage du bâtiment se fait via un émetteur de chaleur fictif représentant l'ensemble des émetteurs du bâtiment réel. Cet émetteur fournit de la chaleur à la zone considérée selon la formule

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{m}_{rad} c_{p,eau} \Delta T \quad (3)$$

où  $\dot{Q}_{rad}$  est la puissance calorifique émise,  $\dot{m}_{rad}$  le débit d'eau passant dans l'émetteur,  $c_{p,eau}$  la capacité calorifique de l'eau, considérée fixe et égale à 4185 J/kg/K.  $\Delta T = T_{su} - T_{ex}$  est la différence entre la température entrant dans le circuit de chauffage ( $T_{su}$ ) et la température sortant du circuit ( $T_{ex}$ ).

Le débit d'eau est déterminé par le contrôleur en hiver et est fixé à 0 entre le 1er mai et le 1er octobre. La température  $T_{su}$  est déterminée par l'échangeur dans la sous-station du réseau de chaleur. Ensuite, une différence de température  $\Delta T$  est estimée selon la fonction linéaire limitée de  $T_{su}$  répondant aux caractéristiques suivantes :

- $\Delta T = 20$  °C si  $T_{su} \geq 70$  °C
- $\Delta T = 0$  °C si  $T_{su} \leq 40$  °C
- $\Delta T$  varie linéairement entre  $T_{su} = 40$  et  $T_{su} = 70$  °C

Cette hypothèse permet de prendre en compte la baisse d'efficacité de l'émetteur lorsque la température d'entrée diminue, tout en évitant d'implémenter les corrélations liées à la convection et à la radiation d'un émetteur de chaleur, ce qui est étroitement lié à la configuration de l'émetteur et donc complexe à réaliser lorsque l'émetteur modélisé est fictif.

Le contrôleur déterminant le débit d'eau dans les émetteurs de chaleur est basé sur le principe d'un contrôleur proportionnel et intégral (PI) mais a été modifié afin de s'adapter au fait que les bâtiments considérés ne sont pas refroidis si leur température

interne est plus élevée que la consigne. Cela a pour conséquence que le terme intégral du contrôleur accumule une erreur sans qu'elle n'influence la température contrôlée, et que lorsque la température repasse sous la consigne, ce terme empêche le chauffage de se remettre en route à cause de l'accumulation de l'erreur du signe opposé. La puissance apportée à la zone restera donc nulle tant que le terme intégral n'aura pas à nouveau changé de signe. Les équations régissant le contrôleur implémenté sont les suivantes :

$$e = T_{set} - T_{in} \quad e_I = e + Cor \quad (4)$$

$$I = \int e_I dt \quad Cor = - \frac{\min(I, 0)}{\Delta t} \quad (5)$$

$$CS = K \left( e + \frac{1}{K_I} \max(I, 0) \right) \quad (6)$$

$$\dot{m}_{rad} = \max(\min(CS, 1), 0) \dot{m}_{rad}^{NOM} \quad (7)$$

où  $e$  est l'erreur,  $T_{set}$  la température de consigne et  $T_{in}$  la température de la zone ;  $K$  est le coefficient proportionnel du contrôleur et  $K_I$  son coefficient intégral ;  $\dot{m}_{rad}^{NOM}$  est le débit nominal dans la zone, correspondant à la puissance de chauffe nominale et à une chute de température de 20 K dans le circuit.

Le principe est le suivant : si l'erreur  $e$  est positive, le chauffage est nécessaire et si elle est négative, il ne l'est pas. Le signal de contrôle est limité entre 0 et 1, et il influence le débit d'eau dans le radiateur fictif représentant l'ensemble des radiateurs du bâtiment. Étant donné l'absence de système de refroidissement, une erreur négative ne doit pas influencer la température contrôlée. C'est pourquoi le signal de contrôle est limité à 0 vers le bas. Cependant, l'erreur négative est tout de même intégrée et lorsqu'elle redevient positive, l'intégrale empêche le signal de contrôle de remonter au-dessus de 0 immédiatement, ce qui génère un problème. Ce problème est réglé par la modification du terme intégral dans l'Équation 6, permettant que, tant que l'intégrale est négative, elle ne soit pas prise en compte dans le signal de contrôle. Cette solution n'est qu'à moitié satisfaisante car elle supprime totalement le contrôle intégral durant une grande partie du temps. Pour éviter cela, un terme correctif  $Cor$  est ajouté à l'erreur qui est intégrée. Ce terme est nul si l'intégrale calculée est positive, et il vaut l'opposé de l'intégrale divisée par le pas de temps de simulation si l'intégrale est négative. Ainsi, à chaque fois que le terme intégral descend en-dessous de 0, il est artificiellement ramené à 0 par le terme  $Cor$ . En effet, si  $I'$  est l'intégrale sans correction, alors quand  $I' < 0$ ,

$$I = I' + \int_t^{t+\Delta t} \frac{-I'}{\Delta t} dt' = 0 \quad (8)$$

De cette manière, le contrôleur ignore totalement l'erreur  $e$  quand la température à contrôler est supérieure à la température de consigne, et fonctionne comme un contrôleur PI classique quand la température à contrôler est inférieure à la consigne.

## 3.2 Réseau de chaleur

Le choix de l'emplacement de la chaufferie a été réalisé selon plusieurs critères, dont la place disponible pour les chaudières et le silo, l'accessibilité du silo pour la livraison de la biomasse par camion, le caractère central par rapport aux besoins en chaleur et l'impératif de ne pas dénaturer l'esthétique du site étant donné que celui-ci est classé. Les critères esthétique et d'accessibilité pour la livraison ont primé, et l'emplacement choisi respecte tous les critères mis à part qu'il est fort décentralisé par rapport aux besoins. Cela implique des pertes de chaleur et de charge assez importantes, mais suffi-

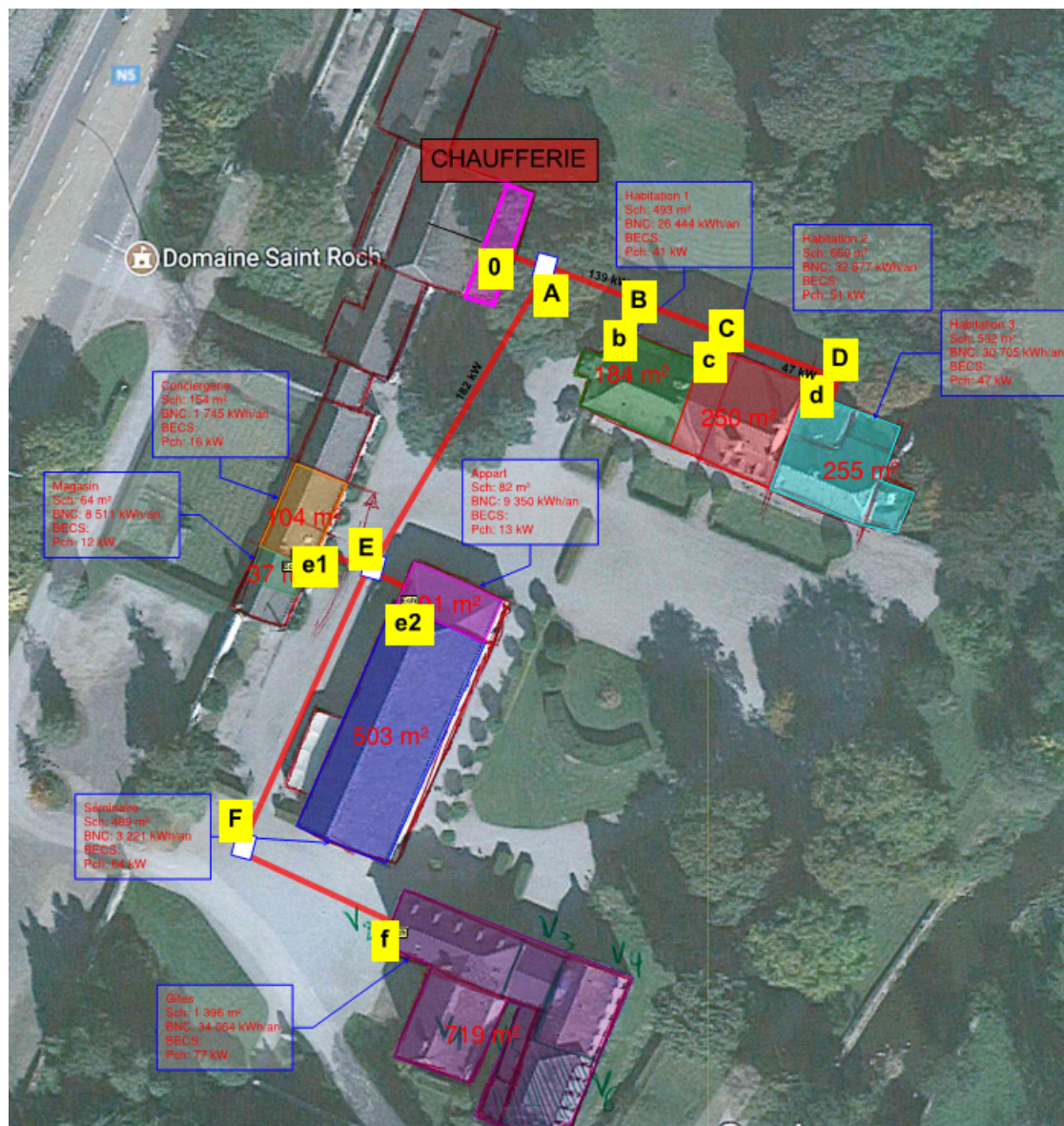


FIGURE 3 – Vue satellite du domaine St Roch où les bâtiments occupés ont été mis en évidence. Le tracé en rouge représente le réseau de chaleur.



samment faibles pour que le réseau de chaleur reste pertinent. La Figure 3 [1] indique l'emplacement choisi pour la chaufferie ainsi que le tracé du réseau de chaleur. Les lettres présentes sur ce tracé sont des repères afin de pouvoir désigner plus facilement chaque tronçon.

Le type de conduites utilisées a été choisi dans l'étude de faisabilité réalisée par A+ concept. Ce sont des conduites CALPEX composées de PEXa, un type de polyéthylène réticulé, de polyuréthane souple expansé pour l'isolation et de polyéthylène linéaire à basse densité pour l'enveloppe de protection. Les caractéristiques de ces conduites pour les pertes de charge et de chaleur sont extraites de la fiche technique. Les conduites placées seront de deux types : UNO et DUO. Les conduites DUO sont composées de deux tuyaux, un pour l'aller et l'autre pour le retour, rassemblés dans une même enveloppe. Les conduites UNO, elles, ne contiennent qu'un seul tuyau. Les conduites DUO sont privilégiées car les pertes de chaleur sont plus faibles. Néanmoins, leur diamètre étant limité, les conduites UNO sont utilisées pour les tronçons dont le débit nominal est important.

La Table 3 reprend pour chaque tronçon du réseau la longueur, la puissance nominale, la section des conduites suivie d'un "D" ou d'un "U" pour distinguer les conduites DUO et UNO ainsi que les paramètres de pertes de chaleur.

Tronçon	Longueur [m]	Puissance [kW]	Section [mm]	Pertes de chaleur	
				[W/mK]	[W/m <sup>2</sup> K]
0A	6	343	80 U	0,2057	0,0517
AB	16,8	154	65 D	0,119	0,0243
Bb	7,2	47	40 D	0,1054	0,0132
BC	16,8	107	50 D	0,0977	0,0153
Cc	7,2	57	40 D	0,1054	0,0132
CD	20,4	50	40 D	0,1054	0,0132
Dd	7,2	50	40 D	0,1054	0,0132
AE	61,2	189	65 D	0,119	0,0243
Ee1	10,8	30	32 D	0,0915	0,0092
Ee2	7,2	83	50 D	0,0977	0,0153
EF	54	77	50 D	0,0977	0,0153
Ff	30	77	50 D	0,0977	0,0153

TABLE 3 – Caractéristiques des conduites pour chaque tronçon du réseau de chaleur. Les valeurs sont données pour un sens de circulation de l'eau.

Les longueurs ont été calculées de manière simplifiée et une marge de 10% a été ajoutée pour tenir compte des courbes éventuelles dans le parcours des conduites. Les pertes de chaleur sont fournies en W/K par mètre de conduite dans la fiche technique, et la valeur en W/m<sup>2</sup>K nécessaire pour le modèle est calculée à partir de la section. Pour les conduites DUO, un coefficient d'échange de chaleur est donné pour l'ensemble

des deux tuyaux ; or, pour le modèle ayant été développé, connaître le coefficient pour chaque tuyau est nécessaire. Étant donné que le coefficient de pertes est défini pour la température moyenne entre les tuyaux, un simple calcul permet de déterminer que le coefficient de transfert thermique est identique pour les deux tuyaux et vaut la moitié du coefficient global :

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{pertes} &= [AU]_{glo} (T_{moy} - T_{sol}) = [AU]_{glo} \left( \frac{T_A + T_R}{2} - T_{sol} \right) \\
&= [AU]_{glo} \left( \frac{T_A - T_{sol}}{2} + \frac{T_R - T_{sol}}{2} \right) \\
&= \frac{[AU]_{glo}}{2} (T_A - T_{sol}) + \frac{[AU]_{glo}}{2} (T_R - T_{sol})
\end{aligned} \tag{9}$$

où  $[AU]_{glo}$  est le coefficient de transfert thermique pour l'ensemble de la conduite DUO,  $T_{moy} = \frac{T_A + T_R}{2}$  la moyenne des températures d'aller ( $T_A$ ) et de retour ( $T_R$ ), et  $T_{sol}$  la température du sol.

Les pertes de charge sont données dans les spécifications des conduites CALPEX par une relation linéaire entre les logarithmes du débit et de la perte de charge dont le terme constant dépend du diamètre de la conduite. Cette relation est donnée pour une température de 80 °C. Les pertes de charge sont donc exprimées selon l'équation suivante :

$$\log \left( \frac{\Delta P}{L} \right) = A \log \dot{m} + B \tag{10}$$

où  $\Delta P$  est la perte de charge entre l'entrée et la sortie de la conduite en pascals,  $L$  la longueur de la conduite en mètres,  $A$  est constant et vaut 1,85 tandis que  $B$  dépend du diamètre  $D$  de la conduite selon la relation

$$B = -4,945 \log D + 3,97 \tag{11}$$

avec  $D$  en millimètres.

La consommation électrique de la pompe faisant circuler l'eau dans le réseau est calculée à partir de la perte de charge totale et du débit instantané à la sortie de la chaufferie par la formule

$$\dot{W}_{pompe} = \frac{\dot{m}_{tot}}{\rho} \Delta P_{tot} \tag{12}$$

La perte de charge totale est calculée en additionnant les pertes de charges des conduites se suivant (en série) et en prenant la perte de charge maximale entre les conduites en parallèle.

Dans TRNSYS, le Type 31 est utilisé pour modéliser le réseau de chaleur. Ce modèle représente une conduite divisée en segments de taille variable et de température uniforme. A chaque pas de temps, un nouveau segment est créé, dont la masse est égale

au débit multiplié par le pas de temps et la température est égale à celle fournie en entrée. Les conditions en sortie correspondent aux segments qui ont été poussés hors de la conduite par le fluide entrant. Chaque segment perd de la chaleur en fonction du coefficient de transfert thermique de la conduite et de la température de l'environnement (ici, la température du sol) donnée en entrée. La température du sol est définie par une fonction sinusoïdale de période égale à un an, d'amplitude 5 K et de moyenne 10 °C.

L'information sur la température de l'eau circule dans le même sens que l'eau elle-même, tandis que l'information sur le débit vient des bâtiments, où la demande est déterminée, et arrive comme une donnée à la chaufferie. Les températures de fonctionnement nominal sont 80-60 °C.

Les sous-stations sont composées de deux échangeurs de chaleur (un pour le circuit de chauffage et l'autre pour l'ECS) qui sont modélisés par un pincement de température de 5 K. Le débit arrivant du réseau à la sous-station est divisé entre les deux échangeurs selon leur demande. Ces deux débits sont ensuite rassemblés pour repartir dans le réseau de chaleur.

Le débit dans l'échangeur du circuit de chauffage est le même du côté réseau et du côté bâtiment, la différence de température est donc égale des deux côtés. Dans l'échangeur du circuit d'ECS, le débit côté bâtiment est défini comme une fraction du débit nominal en chauffage pour ce bâtiment, et le débit côté réseau est calculé pour que l'eau du réseau sorte de l'échangeur à 30 °C. La température d'arrivée de l'eau de ville est interpolée à partir des valeurs moyennes mensuelles pour la Belgique.

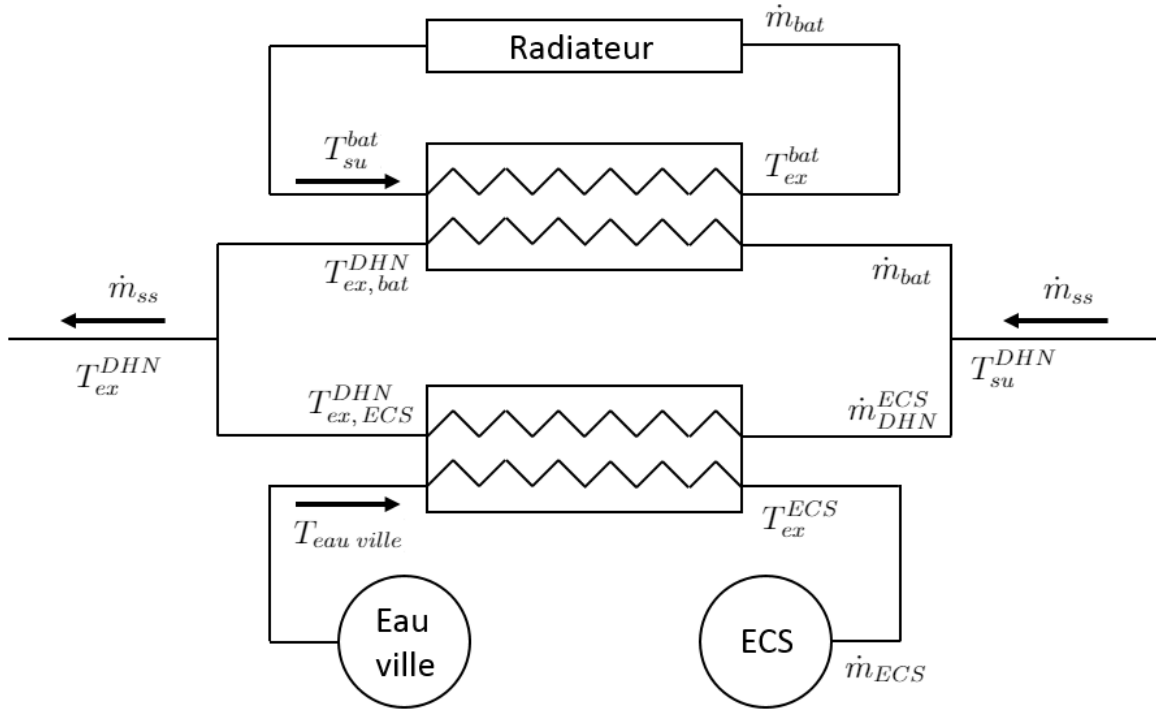


FIGURE 4 – Schéma de la topologie des sous-stations du réseau de chaleur

Les sous-stations sont régies par les Équations 13 à 22, dans lesquelles les termes imposés sont écrits en rouge et les termes calculés par d'autres composants du modèle en bleu. Les notations sont explicitées sur le schéma de principe des sous-stations à la Figure 4. Dans le code, des précautions ont été prises pour les cas où les débits sont nuls.

$$T_{ex}^{bat} = T_{su}^{DHN} - \Delta T_{pinch} \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{bat} = \dot{m}_{bat} c_{p_{eau}} (T_{ex}^{bat} - T_{su}^{bat}) \quad (14)$$

$$T_{ex,bat}^{DHN} = T_{su}^{DHN} - \frac{\dot{Q}_{bat}}{c_{p_{eau}} \dot{m}_{bat}} \quad (15)$$

$$T_{ex}^{ECS} = \min(T_{su}^{DHN} - \Delta T_{pinch}; T_{nom}^{ECS}) \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{ECS} = \dot{m}_{ECS} c_{p_{eau}} (T_{ex}^{ECS} - T_{eau\ ville}) \quad (17)$$

$$\dot{m}_{DHN}^{ECS} = \frac{\dot{Q}_{ECS}}{c_{p_{eau}} (T_{su}^{DHN} - T_{ex,ECS}^{DHN})} \quad (18)$$

$$T_{ex,ECS}^{DHN} = T_{su}^{DHN} - \frac{\dot{Q}_{ECS}}{c_{p_{eau}} \dot{m}_{DHN}^{ECS}} \quad (19)$$

$$\dot{m}_{ss} = \dot{m}_{bat} + \dot{m}_{DHN}^{ECS} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{ss} = \dot{Q}_{bat} + \dot{Q}_{ECS} \quad (21)$$

$$T_{ex}^{DHN} = \frac{T_{ex,bat}^{DHN} \dot{m}_{bat} + T_{ex,ECS}^{DHN} \dot{m}_{DHN}^{ECS}}{\dot{m}_{ss}} \quad (22)$$

### 3.3 Chaufferie

La dernière partie du modèle représente la production de chaleur. Cette partie varie en fonction de la solution technologique étudiée. La Section 3.3.1 décrit les dispositifs présents à côté du producteur de chaleur lui-même, à savoir le ballon tampon et le départ du réseau de chaleur. Ensuite, les Sections 3.3.2 et 3.3.3 décrivent respectivement la chaudière biomasse classique (le cas de référence) et les unités de cogénération, avec une description du modèle global ainsi qu'une description plus détaillée de chacune des deux technologies envisagées. Ces deux dernières sections décrivent également le système de contrôle dirigeant la production de chaque technologie.

### 3.3.1 Ballon tampon et départ du réseau

Le modèle de stockage thermique utilisé est le Type 158 de TRNSYS. Il représente un ballon de stockage cylindrique vertical, rempli d'un volume constant de liquide. Le liquide présent dans le ballon (de l'eau dans ce cas-ci) est divisé en noeuds isothermes afin de représenter la stratification en température. Ces noeuds interagissent entre eux via la conduction thermique et le mouvement du fluide forcé par les débits entrants et sortants ou son mouvement naturel de mélange. Les noeuds interagissent aussi avec le milieu extérieur par des pertes thermiques dépendantes du coefficient de transfert thermique des parois du ballon et de la température de l'environnement. Le ballon modélisé possède deux ports permettant d'y faire passer deux flux. L'un part du bas du ballon (plus froid) vers le producteur de chaleur et revient ensuite en haut du ballon (plus chaud) tandis que l'autre part du haut du ballon vers le réseau de chaleur et revient en bas du ballon.

Le modèle permet également d'ajouter des sources de chaleur auxiliaires directement dans certains noeuds choisis dans les paramètres. Par ailleurs, il est possible de placer des thermostats à des hauteurs fixes dans le ballon afin de suivre l'évolution de la température à ces endroits.

Le ballon tampon implémenté a un volume de 4000 L et 10 noeuds isothermes. Au niveau de l'isolation du ballon, une épaisseur de 5 cm minimum est conseillée. Si le matériau d'isolation considéré est du polyuréthane (PUR,  $\lambda \simeq 0,025$  W/mK), la valeur U vaut 0,5 W/m<sup>2</sup>K au minimum. Au vu des efforts effectués dans ce projet pour respecter l'environnement et l'investissement assez faible que cela peut représenter, il est considéré ici que l'isolation du ballon tampon est plutôt de 10 cm de PUR, la valeur conseillée par *Énergie +* [9]. Dans ce cas, la valeur U définissant les pertes du ballon est de 0,25 W/m<sup>2</sup>K.

Une vanne trois voies placée à la sortie du ballon vers le réseau permet de garder dans le réseau une température stable et pas trop élevée afin de limiter les pertes de chaleur en ligne. Le débit d'eau sortant du ballon est donc mélangé à une partie du débit revenant du réseau de chaleur afin de faire baisser sa température. L'expression du débit sortant du ballon est

$$\dot{m}_{ex}^{ballon} = \dot{m}_{DHN} \min \left( 1, \frac{T_{su,set}^{DHN} - T_{ex}^{DHN}}{T_{ex}^{ballon} - T_{ex}^{DHN}} \right) \quad (23)$$

où  $\dot{m}_{ex}^{ballon}$  est le débit sortant du ballon de stockage vers le réseau,  $\dot{m}_{DHN}$  le débit appelé par le réseau,  $T_{su,set}^{DHN}$  la température de consigne en entrée du réseau,  $T_{ex}^{ballon}$  la température sortant du ballon vers le réseau et  $T_{ex}^{DHN}$  la température de retour du réseau. La fonction "min" est utilisée afin de limiter le débit sortant du ballon au débit appelé. Cette limite est utile lorsque la température sortant du ballon est inférieure à la température de consigne pour le réseau. Dans ce cas, le débit sortant du ballon est égal au débit appelé par le réseau, et la température en entrée du réseau est égale à celle dans le haut du ballon.

### 3.3.2 Chaudière bois

La chaudière bois est représentée par un module d'équations auquel il faut donner en paramètres la puissance nominale  $Q_{max}$ , la capacité de modulation maximale  $PLR_{min}$  et la capacité calorifique de l'eau  $cp_w$ . En entrée, il reçoit la température d'arrivée de l'eau  $T_{su}$ , le débit d'eau  $\dot{m}_w$ , la température de consigne de la chaudière  $T_{set}$ , son rendement  $\eta$  et le signal de contrôle  $CS$  définissant si la chaudière est allumée ou éteinte.

La température d'arrivée de l'eau est la température dans le haut du ballon, le débit est fixé tel que la hausse de température à puissance thermique nominale soit de 20 K, et ce débit est nul quand la chaudière est éteinte. La température de consigne est fixée à 10 K au-dessus de la consigne pour le réseau de chaleur (c'est-à-dire 90 °C), ce qui permet d'avoir une sécurité quant au respect de cette consigne, mais également de moduler la puissance de la chaudière une fois que cette consigne est atteinte afin qu'elle puisse fonctionner plus longtemps sans s'éteindre. Le rendement de la chaudière est défini par une relation linéaire avec le facteur de charge partielle, à partir d'une valeur en charge nominale et une autre en charge partielle données dans la fiche technique des chaudières. Cela se fait grâce au Type 43b de TRNSYS qui définit l'efficacité en fonction de la puissance demandée, la puissance nominale, l'efficacité à charge totale et une pente fixée. Le calcul du signal de contrôle est décrit plus loin.

A partir de ces informations, le module calcule la puissance  $Q_{need}$  nécessaire pour atteindre la température de consigne, le facteur de charge partielle (*Part Load Ratio*)  $PLR$ , la puissance fournie au fluide circulant dans la chaudière  $Q_{fluid}$ , la température en sortie  $T_{ex}$  et la puissance de combustible nécessaire  $Q_{fuel}$ . Les équations correspondantes sont données ci-dessous.

$$Q_{need} = \dot{m}_w cp_w (T_{set} - T_{su}) \quad (24)$$

$$PLR = CS \min \left( \max \left( \frac{Q_{need}}{Q_{max}}, PLR_{min} \right), 1 \right) \quad (25)$$

$$Q_{fluid} = PLR Q_{max} \quad (26)$$

$$T_{ex} = T_{su} + \frac{Q_{fluid}}{cp_w \dot{m}_w} \quad (27)$$

$$Q_{fuel} = \eta Q_{fluid} \quad (28)$$

Étant donné que la chaudière fonctionne à la biomasse, le mieux est de minimiser ses arrêts car les phases de démarrage et d'arrêt sont longues et réduisent son efficacité. C'est pourquoi le contrôle de la chaudière est conçu de telle sorte qu'elle module en puissance afin de maintenir une température minimale dans le ballon et de garder le réseau à une température suffisante, et qu'elle fonctionne à son niveau de modulation minimal quand la demande est très faible. Dans ce cas, le ballon tampon absorbe la

puissance supplémentaire, et la stocke pour les moments où la puissance demandée est plus importante. La chaudière n'est arrêtée que lorsque la température dans le ballon atteint un niveau maximal fixé afin que les pertes de chaleur du ballon ne soient pas trop importantes, et suffisamment élevé que pour ne pas être contraint de rallumer la chaudière juste après.

Dans ce modèle, les phases transitoires ne sont pas prises en compte. Cela représente un hypothèse assez importante vu la durée des phases de démarrage et d'arrêt pour une chaudière à combustible solide, mais cela simplifie également beaucoup le modèle étant donné qu'il faudrait créer soi-même un Type dans TRNSYS pour modéliser un tel élément. En effet, le comportement de la chaudière durant les phases transitoires dépend du temps écoulé depuis le début de cette phase. Par conséquent, pour modéliser les phases de démarrage et d'arrêt de la chaudière, il faudrait garder en mémoire le moment du démarrage (respectivement de l'arrêt) et écrire une équation de comportement dépendant de la durée écoulée depuis ce moment, qui serait valable tant que cette durée n'a pas atteint une limite fixée en paramètre. Ce type de modèle ne peut pas être réalisé avec un simple module d'équations dans TRNSYS.

D'après la demande estimée dans l'audit énergétique réalisé par A+ Concept, la chaudière modélisée a une puissance nominale de 200 kW. Une valeur d'efficacité de 92% en régime nominal est considérée pour la chaudière, déterminée à partir des valeurs pessimistes spécifiées dans les données techniques des chaudières à pellets *ÖkoFEN Pellematic maxi*. Cette chaudière peut moduler jusqu'à 30% de charge et dans ce cas, son efficacité est de 91%. Le débit d'eau est calculé afin d'avoir une différence de température entre l'entrée et la sortie de la chaudière autour de 20 K, ce qui est la valeur classique de hausse de température dans un producteur de chaleur. La puissance de la chaudière étant de 200 kW, ce débit est de 8600 kg/h.

Le contrôleur utilisé afin de piloter l'allumage de la chaudière est un contrôleur différentiel (le Type 2b de TRNSYS). Ce contrôleur prend en entrée un signal de contrôle et deux températures dont il compare la différence à deux limites fournies également en entrée. Si la différence des températures se situe entre les deux limites, le signal de sortie vaut le signal d'entrée, si la différence est supérieure à la limite haute, le signal de sortie vaut 1 et si la différence est inférieure à la limite basse, le signal de sortie vaut 0. Ainsi, si le signal de sortie est connecté au signal de contrôle d'entrée, un effet d'hystérésis est obtenu. Les équations de ce contrôleur sont explicitées ci-dessous et la Figure 5 représente son schéma de fonctionnement.

$$\gamma_o = \begin{cases} 1 & \text{si } T_H - T_L \geq \Delta T_H \\ \gamma_i & \text{si } \Delta T_L \leq T_H - T_L \leq \Delta T_H \\ 0 & \text{si } T_H - T_L \leq \Delta T_L \end{cases} \quad (29)$$

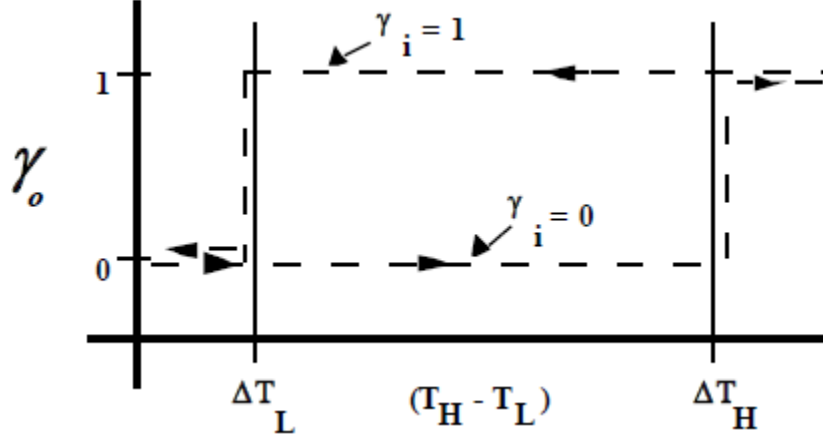


FIGURE 5 – Schéma de principe expliquant le fonctionnement du contrôleur de la chaudière.  $T_H$  et  $T_L$  sont les deux températures d'entrée,  $\Delta T_H$  et  $\Delta T_L$  sont respectivement la limite haute et la limite basse pour la différence  $T_H - T_L$ ,  $\gamma_i$  est le signal de contrôle d'entrée et  $\gamma_o$  celui de sortie.

Dans l'Equation 29,  $\gamma_o$  est le signal de contrôle de sortie,  $\gamma_i$  le signal d'entrée,  $T_H$  et  $T_L$  sont les deux températures d'entrée, et  $\Delta T_H$  et  $\Delta T_L$  sont respectivement la limite haute et la limite basse pour la différence  $T_H - T_L$ . Dans le modèle,  $T_H$  est la température de consigne pour le réseau de chaleur et  $T_L$  est la température dans le haut du ballon tampon. L'objectif consiste donc à ce que  $T_L$  soit toujours supérieur à  $T_H$ , afin que la consigne dans le réseau de chaleur soit toujours respectée, donc à ce que  $T_H - T_L$  soit toujours négatif. Afin d'avoir une sécurité, la limite supérieure  $\Delta T_H$  est fixée à -5 K. La limite inférieure  $\Delta T_L$  doit correspondre à un ballon rempli, cette condition est fixée ici à une température dans le haut du ballon de 80 K supérieure à la consigne pour le réseau, donc  $\Delta T_L = -80$ .

Dans les installations réelles, les contrôleurs se basent sur la température dans le bas du ballon tampon comme critère pour éteindre la chaudière. Cependant, ce type de contrôle dépendant de deux températures différentes occasionnait trop de problèmes numériques et le code ne tournait plus.

### 3.3.3 Cogénération

Les unités de cogénération sont pilotées à partir de la demande en chaleur du site et l'électricité produite est considérée comme un sous-produit. Elle est auto-consommée s'il y a une demande en électricité sur le site au moment où elle est produite et la partie qui n'est pas consommée directement est injectée sur le réseau. Si la puissance électrique installée est inférieure à 10 kW, le principe du compteur tournant à l'envers peut être appliqué et le fait d'auto-consommer l'électricité n'est pas plus avantageux que de la rejeter sur le réseau. Au-dessus de 10 kW électriques installés, un contrat de vente d'électricité doit être conclu avec les gestionnaires de réseau et dans ce cas il est



plus intéressant de consommer directement l'électricité produite plutôt que de la vendre au réseau et de la racheter plus tard à un prix plus élevé.

Il est généralement admis que, lorsque la demande en électricité moyenne du site est comprise entre 10 et 20 kW, il est financièrement plus intéressant de se limiter à installer 10 kW. Comme la puissance électrique moyenne demandée par le site étudié est d'un peu plus de 8 kW actuellement, il est peu probable qu'elle dépasse les 20 kW à terme, même si l'occupation augmente. C'est pourquoi les installations envisagées ne dépasseront pas les 10 kW.

Le comportement des unités de cogénération est décrit par une série de rendements variant en fonction de différents paramètres d'influence. Ces paramètres sont la température d'arrivée de l'eau dans l'unité de cogénération et le facteur de charge. Les rendements (électrique et thermique) sont définis comme le produit du rendement nominal par deux rendements normalisés dépendant chacun d'un des deux paramètres cités ci-dessus. Ainsi, l'influence de la température d'arrivée et du facteur de charge sont supposées indépendantes. Cette hypothèse a été vérifiée par R. Bonabe de Rougé dans [10], d'où cette méthode de modélisation est tirée. Mathématiquement, le rendement normalisé dépendant d'un paramètre  $\alpha$  mais indépendant d'un second paramètre  $\beta$  s'écrit

$$\eta^\alpha = \frac{\eta_{\alpha, \beta_i}}{\eta_{\alpha_{nom}, \beta_i}} \quad (30)$$

où  $\eta_{\alpha, \beta_i}$  est le rendement du système pour la valeur du paramètre  $\alpha$  considérée et une valeur  $\beta_i$  quelconque du paramètre  $\beta$ , tandis que  $\eta_{\alpha_{nom}, \beta_i}$  est le rendement du système pour la valeur nominale  $\alpha_{nom}$  du paramètre  $\alpha$  et la même valeur  $\beta_i$  du paramètre  $\beta$ . Comme il a été vérifié que les rendements normalisés sont indépendants,  $\eta^\alpha$  ne dépend pas de la valeur  $\beta_i$ .

L'expression des efficacités normalisées est définie pour plusieurs types de technologies dans la thèse de doctorat [10] à partir de données expérimentales selon des relations du type

$$\eta^\alpha = a \alpha + \frac{b}{\alpha} + c. \quad (31)$$

N'ayant pas réussi à contacter l'auteur de la thèse, les paramètres  $a$ ,  $b$  et  $c$  ont été recalculés à partir des graphiques présentés. Par ailleurs, ces graphiques sont définis selon le facteur de charge électrique et non thermique comme il serait souhaité ici. La conversion s'effectue fait dans un fichier Excel où, à partir de la température d'arrivée de l'eau, un tableau des performances thermique et électrique en fonction du facteur de charge électrique est réalisé. De là, un tableau du facteur de charge thermique en fonction du facteur de charge électrique est obtenu pour la température d'arrivée d'eau donnée. Alors, le facteur de charge thermique voulu est recherché dans ce tableau et les performances correspondantes sont envoyées à TRNSYS. Le schéma de la Figure 6 représente la structure du fichier Excel décrit.

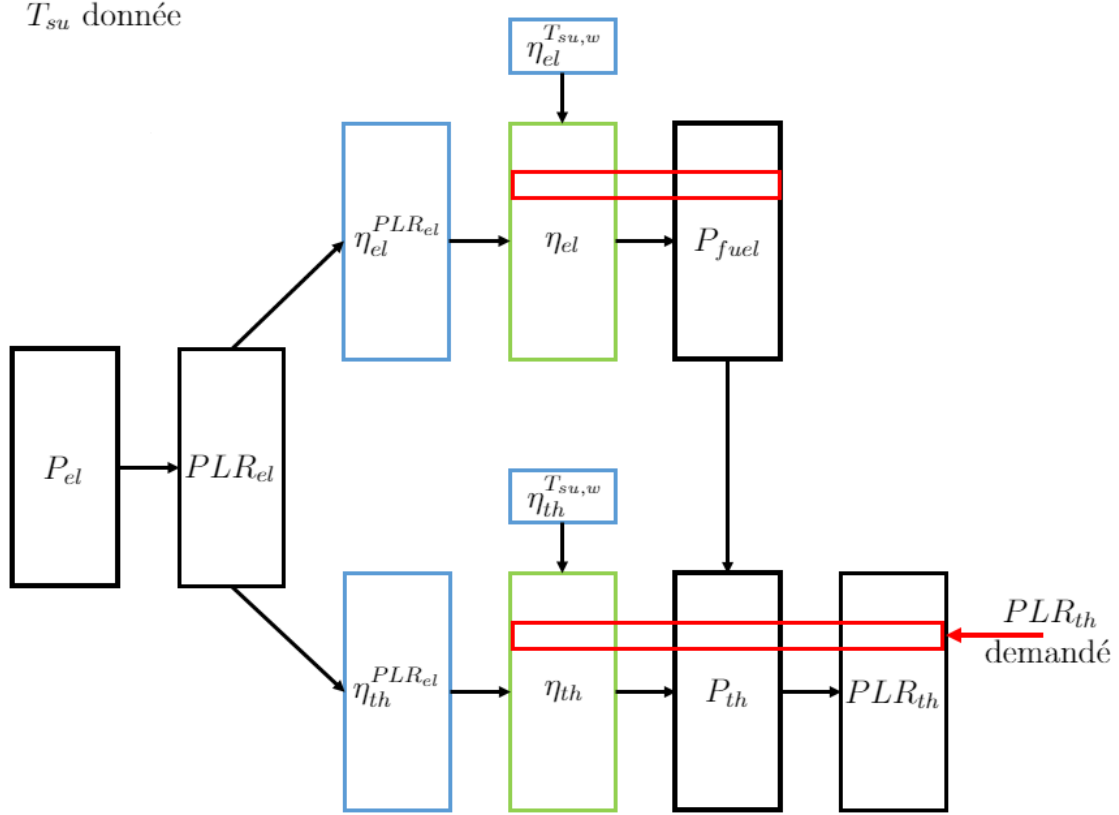


FIGURE 6 – Schéma représentant la structure du fichier Excel utilisant les relations des performances d'une unité de cogénération en fonction du facteur de charge électrique afin d'en déduire les performances pour un facteur de charge thermique donné.

A partir de là, le comportement de l'unité de cogénération est décrit par les équations suivantes :

$$\eta_{th} = \eta_{th}^{T_{su,w}} \eta_{th}^{PLR_{th}} \eta_{th}^{nom} \quad (32)$$

$$\eta_{el} = \eta_{el}^{T_{su,w}} \eta_{el}^{PLR_{th}} \eta_{el}^{nom} \quad (33)$$

$$P_{th} = CS PLR_{th} P_{th}^{nom} \quad (34)$$

$$P_{fuel} = \frac{P_{th}}{\eta_{th}} \quad (35)$$

$$P_{el} = P_{fuel} \eta_{el} \quad (36)$$

où le facteur de charge  $PLR_{th}$  est limité entre 1 et un facteur de charge minimum dépendant de la technologie considérée.  $CS$  est le signal de contrôle de la machine.

La puissance thermique d'appoint est produite par une chaudière biomasse classique comme celle décrite à la section précédente, placée en série avec la cogénération. Le débit circulant dans ce circuit est défini de manière à ce que la différence de température

maximale aux bornes de chaque unité de production de chaleur soit de 20 K. En pratique, le débit vaut donc 0 lorsque la cogénération est éteinte. Il vaut  $\frac{Q_{CHP,max}}{20 cp_w}$  (avec  $Q_{CHP,max}$  la puissance thermique nominale de la cogénération) lorsque la chaudière est éteinte et la cogénération allumée et enfin,  $\frac{\max(Q_{ch,max}, Q_{CHP,max})}{20 cp_w}$  (avec  $Q_{ch,max}$  la puissance nominale de la chaudière d'appoint) lorsque les deux producteurs de chaleur sont allumés.

Chacun des producteurs est contrôlé par un Type 2b de TRNSYS, fonctionnant selon le même principe que celui qui est décrit pour la chaudière dans la Section 3.3.2, c'est-à-dire avec la température de consigne du réseau comme température  $T_H$  et la température dans le haut du ballon tampon pour  $T_L$ . Les limites  $\Delta T_H$  et  $\Delta T_L$  sont fixées plus élevées pour la cogénération, afin de maximiser son temps de fonctionnement et la part de besoin qu'elle couvre. La chaudière d'appoint ne s'allume que lorsque la température dans le haut du ballon devient vraiment limite par rapport à la consigne du réseau et s'éteint quand le ballon est rechargé en partie, assez pour que la chaudière fonctionne quelques heures mais suffisamment peu pour que la cogénération ne s'arrête pas juste après.

### Gazéification et moteur à combustion interne

Le modèle de cogénération étudié est la machine du groupe Spanner. Cette machine est composée de deux blocs, un avec le gazéifieur et un avec le moteur à combustion interne. Elle est conçue pour fonctionner 24 h/24 et a besoin d'un technicien pour redémarrer, c'est pourquoi il est supposé ici qu'elle ne s'arrête jamais pendant l'année, et donc que son signal de contrôle est égal à 1 en permanence. Il est très optimiste de penser que ce sera le cas dès la mise en fonctionnement de l'unité de cogénération, vu la situation sur les sites où cette machine a déjà été installée, mais après une période de rodage, elle devrait pouvoir effectivement fonctionner sans arrêt.

La conséquence de cette hypothèse est qu'un système d'évacuation de la chaleur doit être ajouté afin de faire baisser la température dans le ballon lorsque celle-ci atteint une valeur trop élevée car la demande est plus faible que la puissance de la cogénération pendant longtemps. Une température très élevée dans le ballon a deux conséquences. Tout d'abord les pertes de chaleur dans le ballon sont plus importantes, et ensuite l'efficacité thermique de la cogénération diminue.

Pour évacuer la chaleur, un circuit supplémentaire représentant un aérotherme est modélisé entre le ballon tampon et la vanne trois voies partant vers le réseau de chaleur. Le débit circulant dans ce circuit est proportionnel à la différence de température entre le haut du ballon et une limite fixée à 170 °C, et limité à zéro. La chaleur évacuée est déduite en considérant une différence de température de 20 K.

Pour fonctionner correctement, cette unité de cogénération a besoin que certains

critères assez stricts soient respectés quant au type de combustible utilisé. La biomasse doit contenir moins de 13% d'humidité et pas trop de petites particules (maximum 30% de particules en-dessous de 4 mm de diamètre).

Cela signifie qu'un filtrage doit être mis en place en amont du gazéifieur afin d'assurer que les particules de biomasse sont suffisamment grandes, et qu'il est nécessaire de sécher la biomasse. Pour cela, la chaleur évacuée par l'aérotherme en été peut être utilisée, ce qui rentabilise un peu le fait de l'avoir produite.

Étant donné que le signal de contrôle est fixé à 1, le contrôleur différentiel lié à l'unité de cogénération est inutile. Les données techniques utilisées pour cette technologie sont détaillées à la Table 4. Le seul modèle dans la gamme de produits Spanner ne dépassant pas les 10 kW électriques est le *HKA10*, dont les puissances nominales sont 22 kW<sub>th</sub> et 9 kW<sub>el</sub>. Le facteur de charge minimal de 100% indique que ce système ne peut pas moduler. Dans le cas de ce modèle, le gazéifieur et le moteur sont rassemblés dans une seule enveloppe, le rendant plus compact.

Puissance thermique nominale	22 kW
Puissance électrique nominale	9 kW
Rendement thermique nominal	60,3%
Rendement électrique nominal	24,7%
Facteur de charge minimal	100%

TABLE 4 – Données techniques du groupe de cogénération Spanner *HKA10*

Les relations prédisant les performances de ce système de cogénération en fonction du facteur de charge électrique  $PLR_{el}$  et de la température d'arrivée de l'eau  $T_{su}$ , tirées des conclusions de [10], sont les suivantes :

$$\begin{aligned}
 \eta_{th}^{PLR_{el}} &= -0,16 PLR_{el} + 1,16 & \eta_{th}^{T_{su}} &= -0,00125 T_{su} + 1,05 \\
 \eta_{el}^{PLR_{el}} &= -0,05 PLR_{el} - \frac{0,17}{PLR_{el}} + 1,22 & \eta_{el}^{T_{su}} &= 1
 \end{aligned} \tag{37}$$

Ces relations très générales ont été établies à partir de données expérimentales obtenues sur des machines différentes de celle étudiée ici. De plus, l'influence du gazéifieur sur les performances dynamiques de la cogénération sont négligées, ce qui est probablement éloigné de la réalité. En effet, vu la nature des procédés chimiques à l'oeuvre dans cet élément, il est raisonnable de penser qu'il a une inertie importante. Par conséquent, un changement du facteur de charge n'aura pas d'influence immédiate sur les performances de la machine et cette influence sera déphasée.

Néanmoins cette hypothèse permet de réaliser l'étude sans faire de tests sur un banc d'essais. Dans le cas où le modèle devrait être plus précis, des tests devraient être

réalisés sur l'unité de cogénération en fonctionnement afin de déterminer l'influence des paramètres tels que le facteur de charge sur les performances de la machine en régime statique et dynamique. Il serait facile d'adapter le modèle si l'influence observée alors n'était pas dépendante d'une inertie éventuelle car il suffirait de changer la valeur des paramètres  $a$ ,  $b$  et  $c$  dans le fichier Excel correspondant. Si une dérivée temporelle apparaît dans l'expression des rendements normalisés, l'adaptation serait plus complexe, mais néanmoins faisable.

Bien que la cogénération n'ait pas la capacité de moduler, cela n'empêche pas le facteur de charge électrique de varier. En effet, même si le débit de combustible est constant, l'efficacité peut varier en fonction de la température d'arrivée de l'eau et dans ce cas la puissance utile varie également. Cela justifie l'utilité des relations donnant le rendement normalisé du système par rapport à son facteur de charge électrique.

Étant donné que la puissance thermique de la cogénération installée est de 22 kW, la puissance de la chaudière d'appoint est fixée à 180 kW, afin d'obtenir au total un minimum de 200 kW installés. Le contrôleur différentiel de cette chaudière a comme limites  $\Delta T_H = -3$  et  $\Delta T_L = -50$ . Cela signifie que la chaudière sera allumée si la température dans le haut du ballon tampon est inférieure à  $T_{set}^{DHN} + 3$  où  $T_{set}^{DHN}$  est la température de consigne pour le réseau de chaleur. Elle sera éteinte si la température dans le haut du ballon atteint 130 °C, ce qui correspond à 50 °C de plus que la consigne pour le réseau.

La température de consigne de cette chaudière est fixée à 100 °C, ce qui signifie que tant que la température en sortie est inférieure à 100 °C, la chaudière fonctionne à pleine charge. Lorsque cette température est atteinte la chaudière module sa charge afin de maintenir 100 °C en sortie, et ce jusqu'à son niveau de modulation minimum (qui est de 30%), auquel la température en sortie de la chaudière peut dépasser la consigne.

## Moteur Stirling

L'unité de cogénération étudiée dans ce cas est le modèle *Pellematic e-max* commercialisé par ÖkoFEN. Cette machine résulte de l'assemblage d'une chaudière à pellets produite par ÖkoFEN et du moteur Stirling *PCK80* produit par Qnergy. L'assemblage est réalisé de telle sorte que la chaudière peut fonctionner seule lorsque le moteur est retiré, par exemple pour sa maintenance. Ce dispositif a la même flexibilité de fonctionnement que la chaudière seule, à savoir qu'il peut s'arrêter et redémarrer seul, et qu'il module jusqu'à 30 % de la charge thermique nominale.

Les données techniques d'une unité de cogénération *Pellematic e-max* sont exposées à la Table 5. ÖkoFEN ne dispose que d'une gamme de puissance, mais il est possible de placer plusieurs machines en série afin d'augmenter la part d'énergie produite par cogénération. La puissance électrique maximale atteinte en plaçant deux de ces unités de cogénération serait de 8 kW, ce qui est toujours sous la limite des 10 kW fixée pour ce projet. Les cas où une et deux machines sont installées seront envisagés dans cette étude.

Puissance thermique nominale	55 kW
Puissance électrique nominale	4,5 kW
Rendement global nominal	93%
Facteur de charge minimal	30%

TABLE 5 – Données techniques du groupe de cogénération ÖkoFEN *Pellematic e-max*

Les rendements thermique et électrique sont facilement déduits du rendement global et des puissances nominales par

$$\eta_{glo} = \frac{P_{th} + P_{el}}{P_{fuel}} \Leftrightarrow P_{fuel} = \frac{P_{th} + P_{el}}{\eta_{glo}} \quad (38)$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} \eta_{th} = \frac{P_{th}}{P_{fuel}} = \eta_{glo} \frac{P_{th}}{P_{th} + P_{el}} \\ \eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_{fuel}} = \eta_{glo} \frac{P_{el}}{P_{th} + P_{el}} \end{cases} \quad (39)$$

et il en résulte que le rendement thermique nominal du système de cogénération d'ÖkoFEN est d'environ 86% et son rendement électrique est de 7%.

En ce qui concerne les relations définissant les rendements normalisés par rapport aux deux paramètres d'influence, elles sont explicitées aux Équations 40. Si les rendements normalisés par rapport au facteur de charge électrique sont constants, c'est parce que l'auteur du modèle utilisé n'avait pas de résultats de tests sur assez de machines pour en déduire une relation générale suffisamment fiable. L'équation du rendement électrique normalisé par rapport à la température d'arrivée d'eau n'est pas définie à partir du modèle de [] mais à partir des informations données par ÖkoFEN.

$$\begin{aligned} \eta_{th}^{PLR_{el}} &= 1 & \eta_{th}^{T_{su}} &= -0,00167 T_{su} + 1,05 \\ \eta_{el}^{PLR_{el}} &= 1 & \eta_{el}^{T_{su}} &= -0,0125 T_{su} + 1,375 \end{aligned} \quad (40)$$

Comme dans le cas du moteur à combustion interne, les paramètres de l'Équation 40 sont très génériques mais peuvent être facilement adaptés si des tests sont réalisés sur le moteur étudié. Cependant, il n'y a, dans ce cas-ci, aucune raison de penser que la relation entre les performances du moteur et les paramètres d'influence pourrait être dynamique, ce qui simplifie potentiellement l'adaptation du modèle développé aux résultats obtenus en cas de tests sur le système de cogénération *Pellematic e-max*.

Le contrôleur différentiel définissant l'état de marche ou d'arrêt de l'unité de cogénération est paramétré afin qu'elle s'allume quand la température dans le haut du ballon est inférieure à  $T_{set}^{DHN} + 15$  où  $T_{set}^{DHN}$  est la température de consigne pour le réseau de chaleur et qu'elle s'éteigne lorsque la température dans le haut du ballon atteint 160 °C ( $\Delta T_L = -80$ ). Entre les deux, la cogénération fonctionne à pleine charge tant que sa température de consigne fixée à 100 °C n'est pas atteinte et à charge partielle pour maintenir cette température de consigne, tout en étant limitée à un minimum de 30%

de charge, ce qui permet à la température du ballon de monter jusque 160 °C quand la demande est inférieure à la puissance minimale produite par l'unité de cogénération.

La puissance de la chaudière d'appoint est fixée à 150 kW pour le cas où une seule unité de cogénération est installée et à 100 kW dans le cas où deux unités sont installées, afin d'avoir toujours un peu plus de 200 kW thermiques disponibles. La température de consigne est fixée à la même valeur que pour l'autre technologie étudiée, à savoir 100 °C. Les limites du contrôleur sont également fixées aux mêmes valeurs que précédemment ( $\Delta T_H = -3$  et  $\Delta T_L = -50$ ).

## 4 Résultats

Cette section est consacrée à la description des résultats obtenus après avoir lancé les différents modèles décrits à la Section 3. Les résultats seront présentés selon la même structure, à savoir ceux concernant la demande de chaud en premier lieu, suivis des résultats liés au réseau de chaleur et enfin les résultats de la simulation des différents producteurs de chaleur.

Les résultats liés aux parties bâtiment et réseau de chaleur étant indépendants du type de producteur de chaleur, ils seront présentés de manière générale. Cela demandera quelques hypothèses pour les variables déterminées par la partie chaufferie, qui seront fixées à leur valeur nominale.

De plus, une étude de sensibilité paramétrique a été réalisée sur le modèle de demande afin de vérifier à quel point la simulation se comporte de manière similaire au système qu'elle représente. Cette étude est très générale, portant sur les paramètres principaux du modèle qui seront pour la plupart modifiés d'un facteur 10 vers le bas et vers le haut.

### 4.1 Bâtiment

Afin de présenter les résultats pour les bâtiments de manière indépendante du producteur de chaleur et de diminuer les temps de simulation en réduisant la complexité du code, les résultats qui suivent ont été obtenus en supprimant les parties réseau et producteur de chaleur du modèle.

La température d'entrée de l'eau de chauffage dans les bâtiments, normalement déterminée par le producteur et le réseau de chaleur, a été fixée à 80 °C. Au vu du modèle simplifié utilisé pour les émetteurs de chaleur, cette température n'a pas d'effet sur le modèle du bâtiment tant qu'elle est supérieure à 70 °C. La sensibilité du modèle à cette variable se marque dans le réseau de chaleur et la chaufferie.

#### 4.1.1 Demande de chaleur

Les paramètres du modèle (détaillés à la Table 2) ont été calibrés afin que la consommation annuelle de chaque bâtiment corresponde à celle calculée dans l'audit énergétique réalisé préalablement, et donc aux consommations réelles du site. Les consommations obtenues sont comparées aux consommations réelles dans la Table 6. Les erreurs ont été calculées selon la formule  $e = \frac{C_C - C_R}{C_R}$  avec  $e$  l'erreur,  $C_C$  et  $C_R$  respectivement la consommation calculée et la consommation réelle. Les erreurs sont toutes positives de manière à ce que la demande soit surestimée et que le dimensionnement soit sûr.

La valeur maximale d'erreur pour les bâtiments est de 1,73%, tandis que dans le cas de l'eau chaude sanitaire, l'erreur de consommation est de presque 6,5%. Cette valeur élevée peut s'expliquer par le choix de modélisation des besoins en ECS différent de la méthode utilisée dans l'audit énergétique sur lequel se base la comparaison.



Bâtiment	Consommation réelle [kWh/an]	Consommation calculée [kWh/an]	Erreur [%]
Logement 0	31 206	31 341	+0,43
Logement 1	37 402	37 847	+1,19
Logement 2	33 166	33 586	+1,27
Appartement	8 665	8 706	+0,47
Séminaire	3 942	3 944	+0,05
Magasin	8 938	9 074	+1,53
Conciergerie	1 906	1 932	+1,37
Gîtes	34 064	34 654	+1,73
Eau chaude sanitaire	35 686	37 998	+6,48
<b>Total</b>	194 975	199 081	+2,11

TABLE 6 – Comparaison entre les consommations réelles des bâtiments et les consommations calculées par le modèle

Le profil de demande de l'ensemble des bâtiments est présenté à la Figure 7. La demande en été est due uniquement à l'eau chaude sanitaire parce que le système de chauffage a été coupé de mai à octobre.

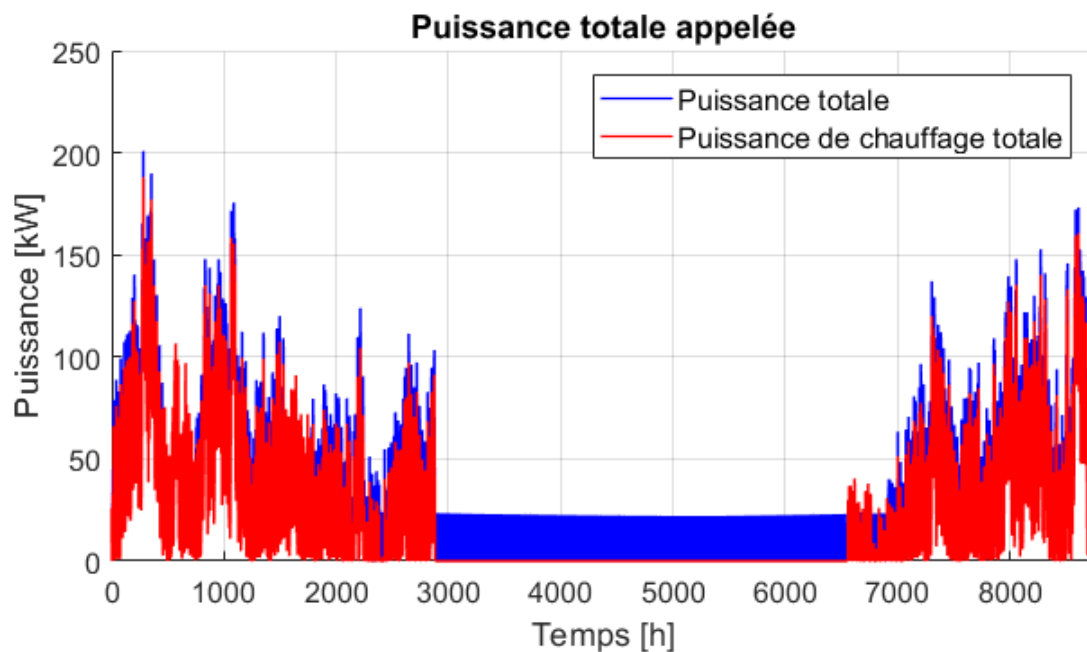


FIGURE 7 – Profil de demande du site

La courbe monotone correspondant à ce profil est montrée à la Figure 8. Ce type de courbe représente le temps durant lequel la variable évaluée est supérieure à la valeur en ordonnée.

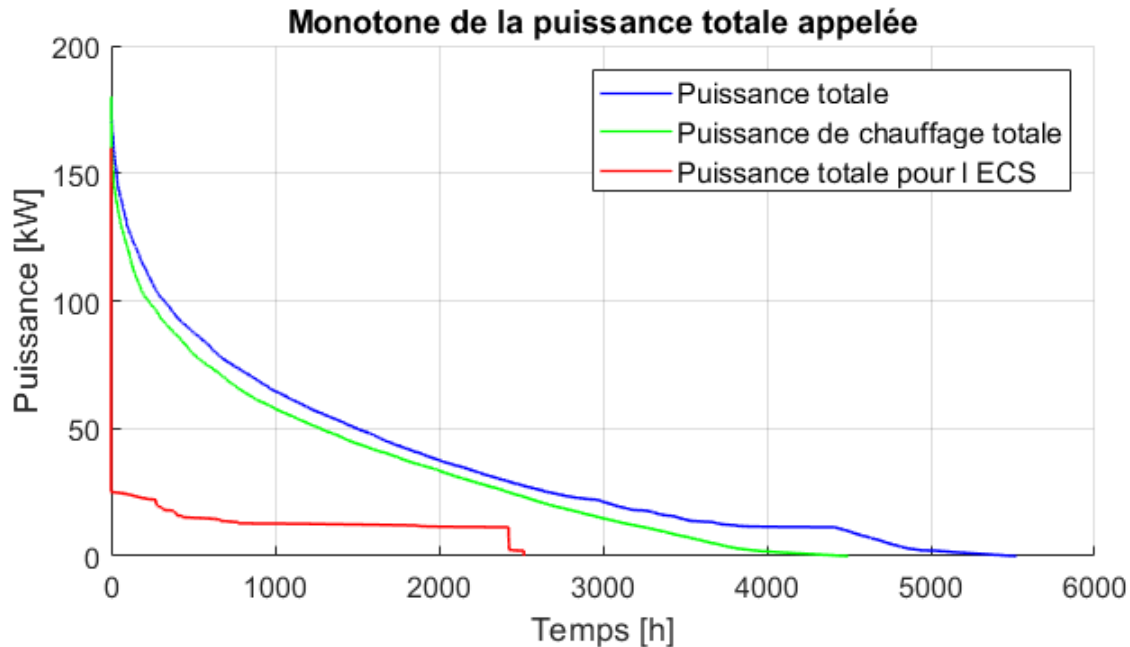


FIGURE 8 – Courbe monotone de la demande en chaleur totale du site

Cette courbe montre que le site simulé demande de la chaleur 6000 h par an et que les puissances demandées ne sont supérieures à 50 kW que durant moins de 1500 h, ce qui représente environ 17% de l'année. Cependant, la modélisation de la puissance demandée pour l'eau chaude sanitaire n'est pas conforme à la situation prévue, en tout cas pour les gîtes où une boucle d'eau chaude sera installée. La conséquence de cette différence est que la demande pour l'ECS est plus haute en puissance et rassemblée sur un temps plus court. En comparant la courbe de puissance totale de la Figure 8 à celle obtenue lors de l'étude réalisée par A+ concept, il apparaît que la différence se marque presque uniquement dans la partie droite du graphe, à partir des puissances atteintes durant plus de 4500 h.

La forme des courbes de la Figure 8, ayant une pente élevée du côté des hautes puissances, implique que l'entièreté de la puissance installée ne sera utilisée que peu de temps sur l'année. Étant donné qu'il est conseillé de dimensionner une unité de cogénération de manière à ce qu'elle fonctionne le plus souvent possible, la forme de ces courbes implique que la puissance de cogénération sera faible par rapport à la puissance totale installée.

La courbe monotone de puissance de chauffage totale, en vert sur la Figure 8, se sépare entre les différents bâtiments selon les graphes de la Figure 9, de laquelle plusieurs constats sont tirés.

Tout d'abord, l'effet du foisonnement est visible par le fait que la puissance maximale appelée pour le chauffage de l'entièreté du site (188,04 kW) est inférieure à la somme

des puissances maximales appelées par chaque bâtiment (217,28 kW). En effet, toutes les zones ne demandent pas leur puissance maximale au même moment.

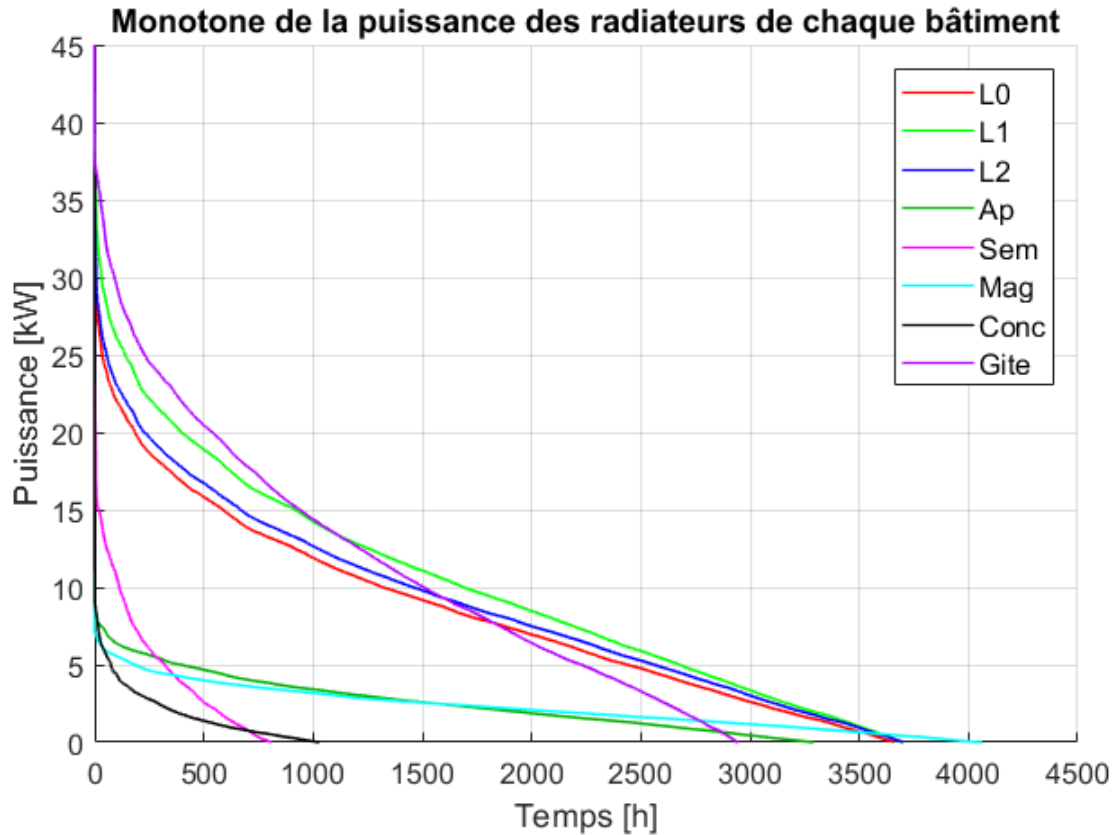


FIGURE 9 – Courbe monotone de la demande en chauffage de chaque bâtiment étudié

Ensuite, moins les bâtiments sont occupés, moins le temps durant lequel ils demandent de la chaleur pour le chauffage est élevé, mais la décroissance n'est pas proportionnelle au taux d'occupation. Les bâtiments occupés l'entièreté de l'année demandent de la chaleur durant environ 4000 h, ce qui est inférieur à la moitié d'une année.

Enfin, comme à la Figure 8, les pentes des monotones sont élevées dans les hautes puissances, ce qui implique que ces hautes puissances ne sont demandées que durant une faible fraction de l'année.

En ce qui concerne l'eau chaude sanitaire, les consommations liées à chaque sous-station du réseau de chaleur sont données à la Figure 10. La courbe rouge vaut pour un logement. Sur le graphe de gauche, toute l'année est représentée tandis que celui de droite montre le profil de demande sur 24 h lors d'un jour où toutes les zones sont occupées.

Les moments où les bâtiments sont inoccupés sont visibles par le fait que la demande en ECS est nulle. Si cette demande n'est pas constante sur l'année, c'est dû à la variation de la température de l'eau de ville en entrée du circuit.

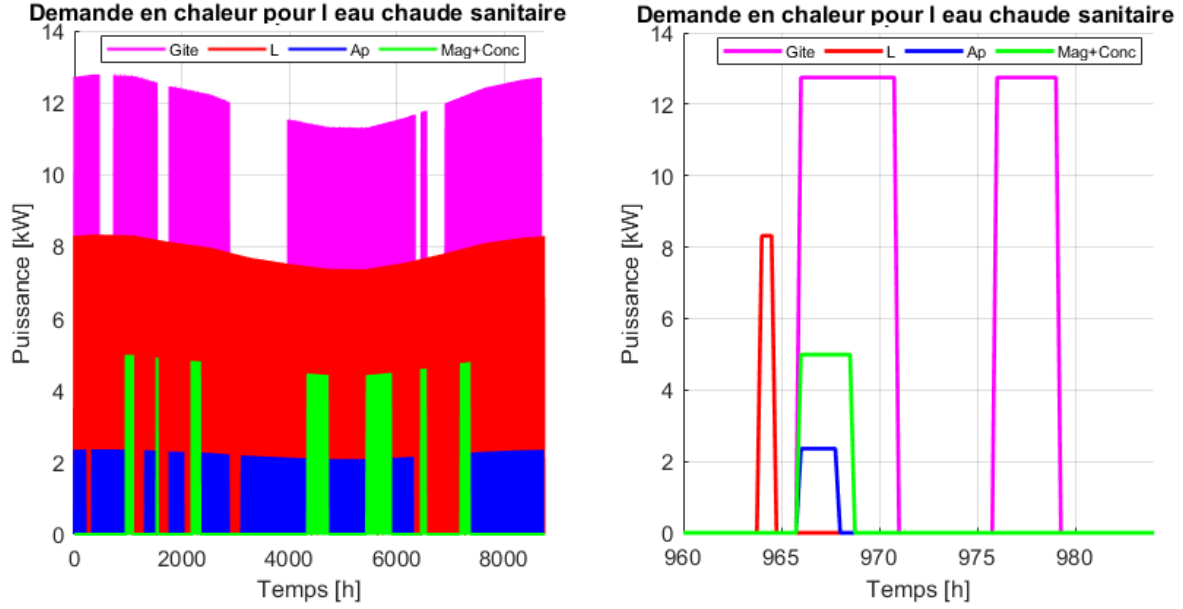


FIGURE 10 – Demande en chaleur pour l’eau chaude sanitaire

Sur le profil de demande journalier, la demande pour le logement est décalée par rapport aux autres afin de ne pas demander une trop grande puissance pour l’ECS, ce qui demanderait de sur-dimensionner le réseau de chaleur. Par ailleurs, la demande pour les gîtes est satisfaite en deux fois car le volume demandé est trop grand que pour le stocker entièrement dans un ballon d’une taille raisonnable.

#### 4.1.2 Température intérieure et contrôleur

Les Figures 11 à 26 représentent la situation à l’intérieur de chaque zone, d’abord sur une année complète, ensuite durant une semaine d’hiver et enfin au cours d’une semaine d’été. Dans ces graphes,  $T_{set}$  est la température de consigne pour la zone et  $T_{in}$  est la température intérieure. Les gains internes sont la somme des gains par les occupants, l’éclairage et l’équipement. Les gains solaires sont calculés comme le produit de l’irradiation solaire par la surface de fenêtres, et la demande de chaud est déterminée par le contrôleur défini à la fin de la Section 3.1 afin que la température intérieure se rapproche autant que possible de la température de consigne.

De manière générale, ces graphes montrent bien qu’il n’y a aucun système de refroidissement dans les bâtiments par le fait que la température intérieure peut être largement supérieure à la consigne. En pratique, même sans système de refroidissement, les occupants d’un bâtiment ouvrent la fenêtre lorsqu’il fait trop chaud à l’intérieur et la température ne dépasse 30 °C que dans des cas exceptionnels. Par ailleurs, étant donné que le chauffage a été éteint pendant l’été, le profil de demande s’annule entre le 1er mai (2880<sup>e</sup> heure de l’année) et le 1er octobre (6552<sup>e</sup> heure). Sans cette mesure, une faible

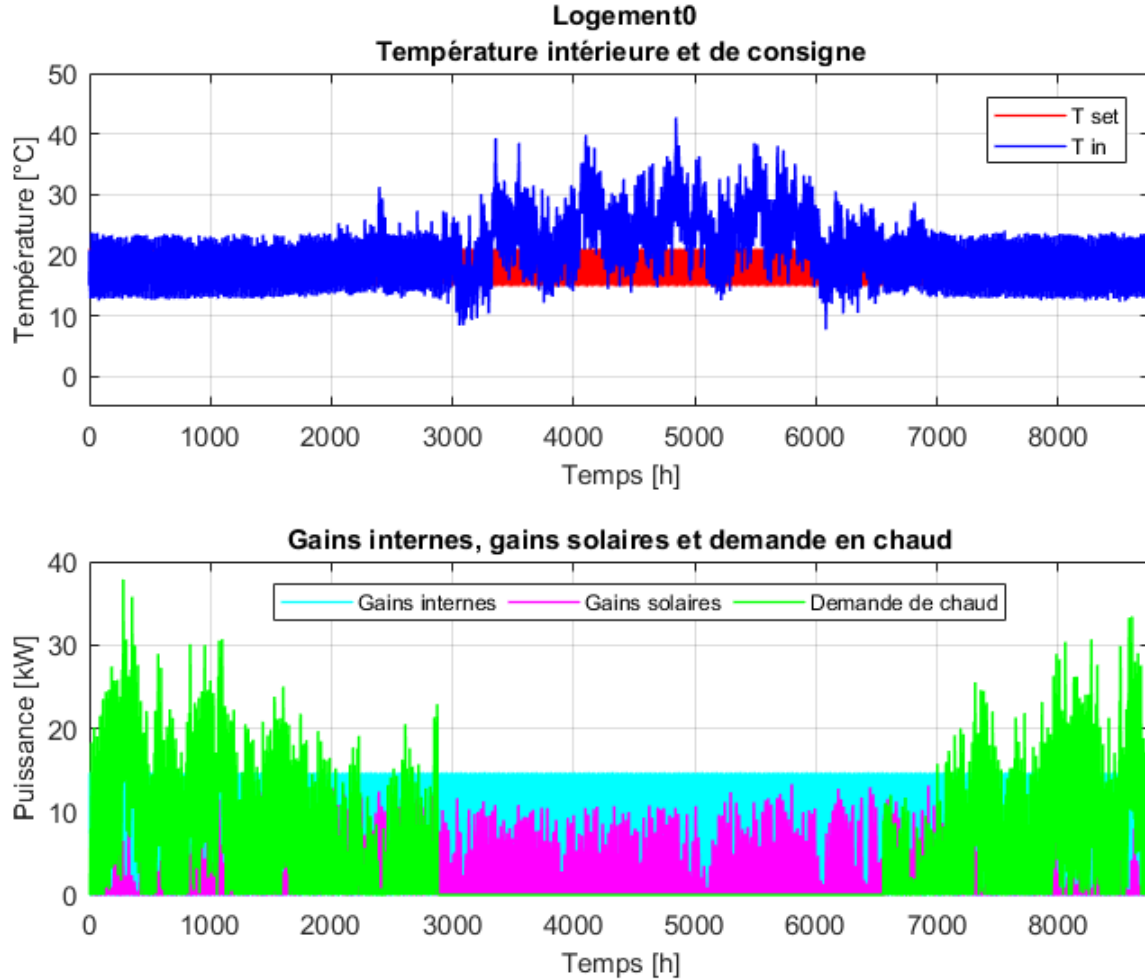


FIGURE 11 – Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 0.

demande de chauffage serait obtenue en été, même s'il a fait très chaud dans la zone peu avant, à cause de la manière dont le contrôleur a été implémenté. En effet, le terme intégral de ce contrôleur est limité à 0 lorsque la température intérieure est supérieure à la température de consigne. Cela implique que le contrôle n'a pas de mémoire des températures trop élevées ayant été atteintes plus tôt.

Ainsi, le signal de contrôle de la température intérieure a été forcé à 0 durant l'été pour plus de réalisme dans les résultats obtenus.

Dans les trois premières zones, à savoir les Logements 0, 1 et 2, les profils de température sont similaires, de même que les profils de gains et de demande.

Sur les graphes représentant une semaine, les profils sont plus facilement visibles. La semaine d'hiver représentée sur les graphes du haut des Figures 12, 14 et 16 est celle du 16 janvier minuit au 23 janvier minuit. Lors de cette semaine, la température

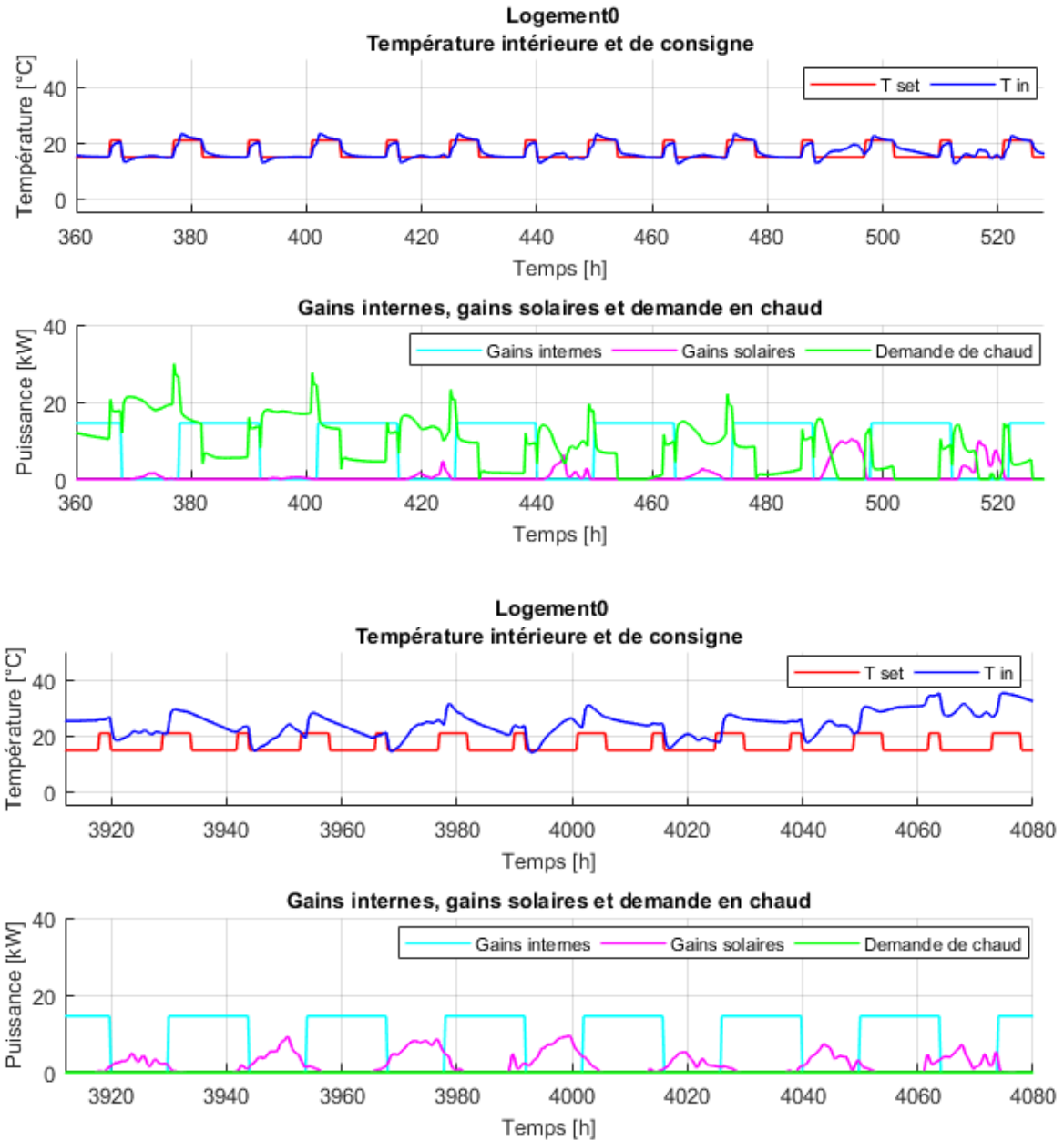


FIGURE 12 – Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 0 pour une semaine d’hiver (haut) et d’été (bas).

intérieure des zones considérées suit assez bien la consigne, avec des exceptions quand l’irradiation solaire est intense la journée. Dans ces cas-là, la température dans la zone dépasse la consigne et la demande diminue.

La semaine d’été représentée sur les graphes du bas des Figures 12, 14 et 16 est celle du 13 juin minuit au 20 juin minuit. Durant cette semaine, la température dans la zone est presque tout le temps supérieure à la consigne car aucun système de refroidissement

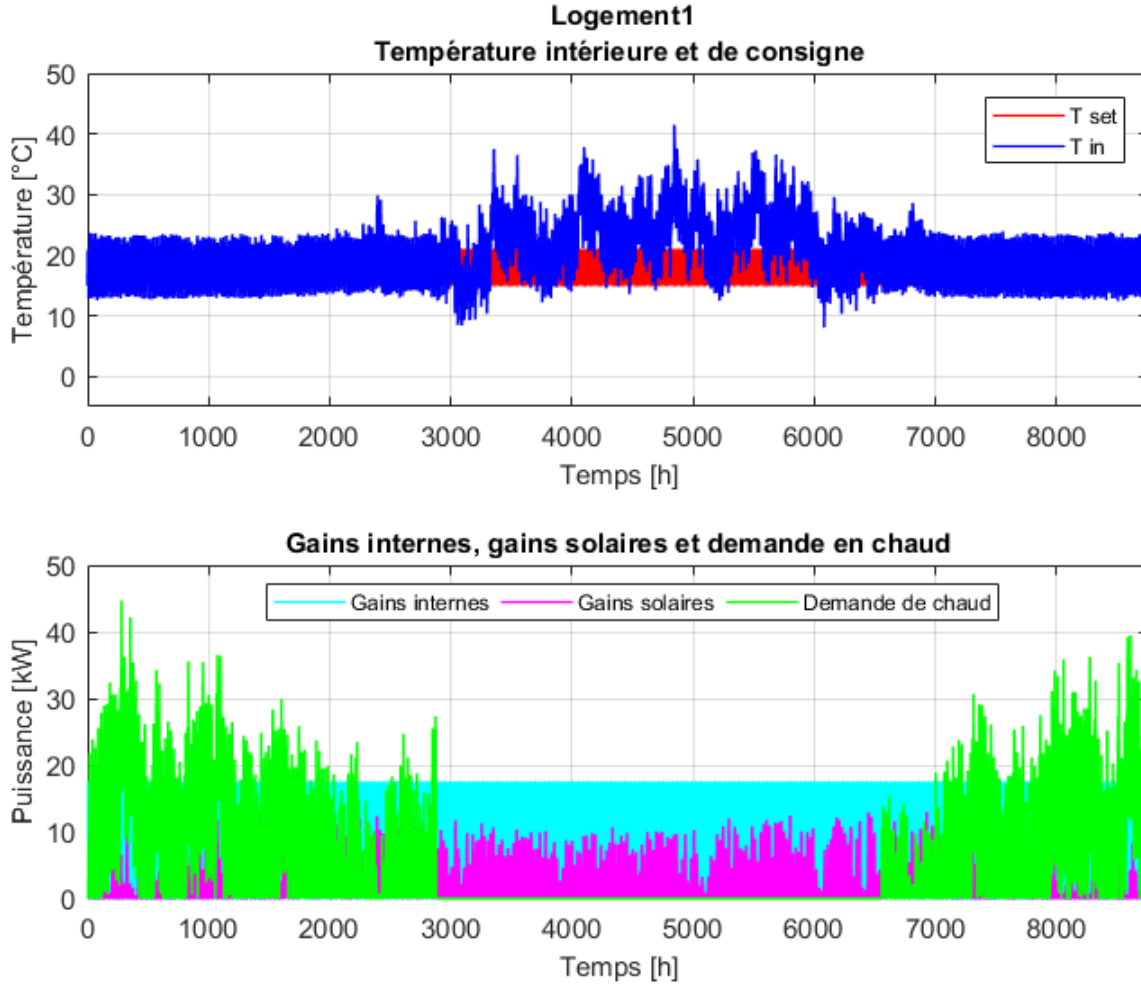


FIGURE 13 – Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 1.

n'est présent dans les bâtiments modélisés. Cependant, les températures obtenues lors de la simulation atteignent 40 °C à certains moments dans les Logements, ce qui n'est pas réaliste. Même si aucune infrastructure n'est prévue pour refroidir les différentes zones, les occupants trouveront toujours un moyen de réduire la température de la zone, surtout dans le climat belge, où il est rare que la température extérieure atteigne 40 °C.

Sur les graphes représentant la semaine d'été, l'effet des gains internes sur la température de la pièce est bien visible. En effet, lorsque les occupants arrivent dans le logement et que les gains internes passent de zéro à leur valeur nominale, la température augmente brusquement. A l'inverse, lorsque les occupants quittent le logement, les gains internes redeviennent nuls et la température interne de la zone diminue significativement. Cela explique la forme des courbes de demande en hiver. D'abord le matin, la température de consigne remonte à 6 h et redescend à 8 h lorsque les occupants partent

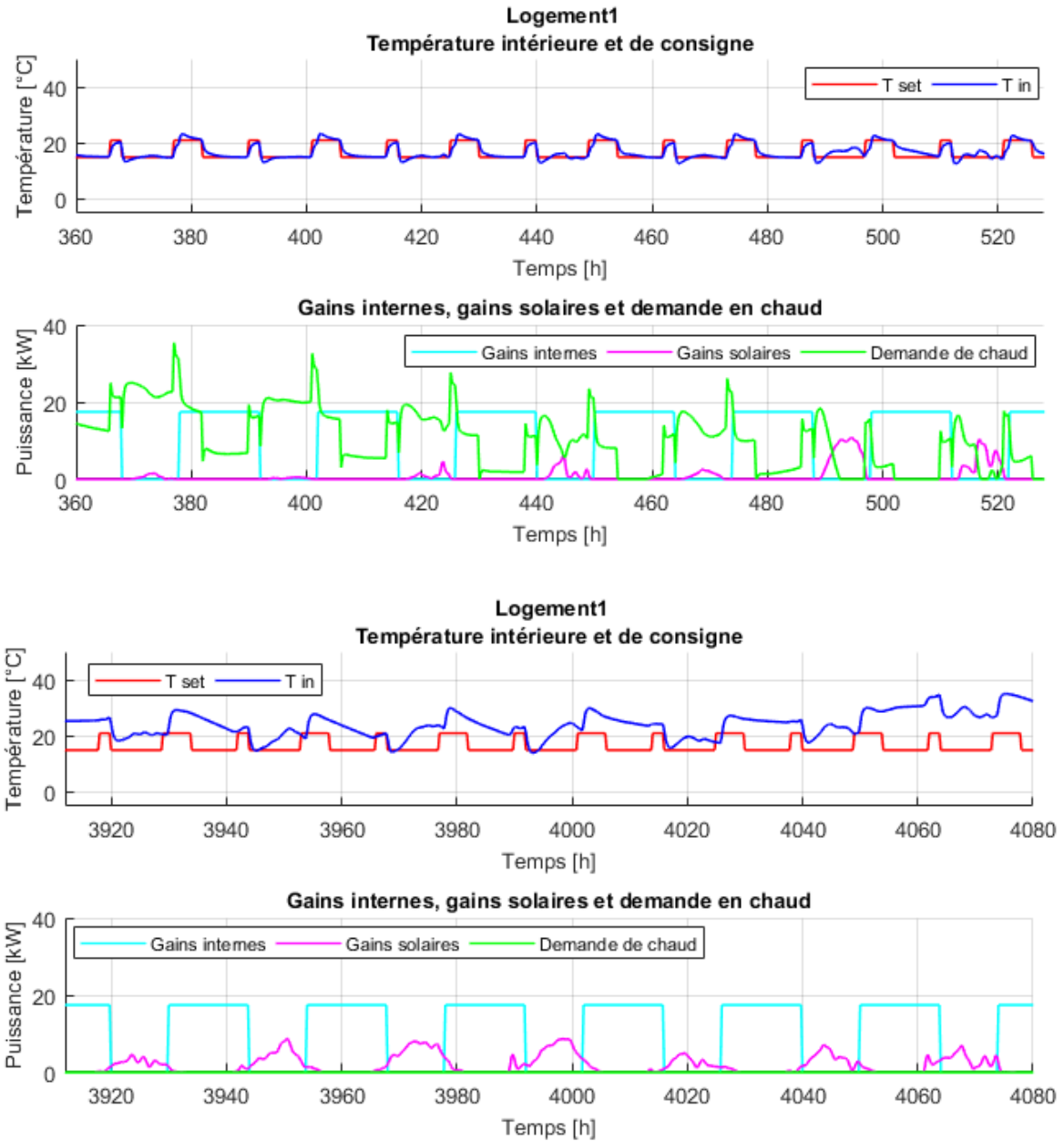


FIGURE 14 – Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 1 pour une semaine d’hiver (haut) et d’été (bas).

travailler. À 6 h, il y a donc un pic de demande pour faire remonter la température à la nouvelle consigne. À 8 h, la consigne baisse et les gains internes deviennent nuls, donc la demande ne change pas significativement, mis à part une variation transitoire. Ensuite le soir, la température de consigne remonte à 17 h, afin que la zone soit déjà assez chaude quand les occupants arrivent, à 18 h. Du côté de la demande, il y a un pic à 17 h qui retombe à 18 h lorsque la montée en température est aidée par les gains internes.



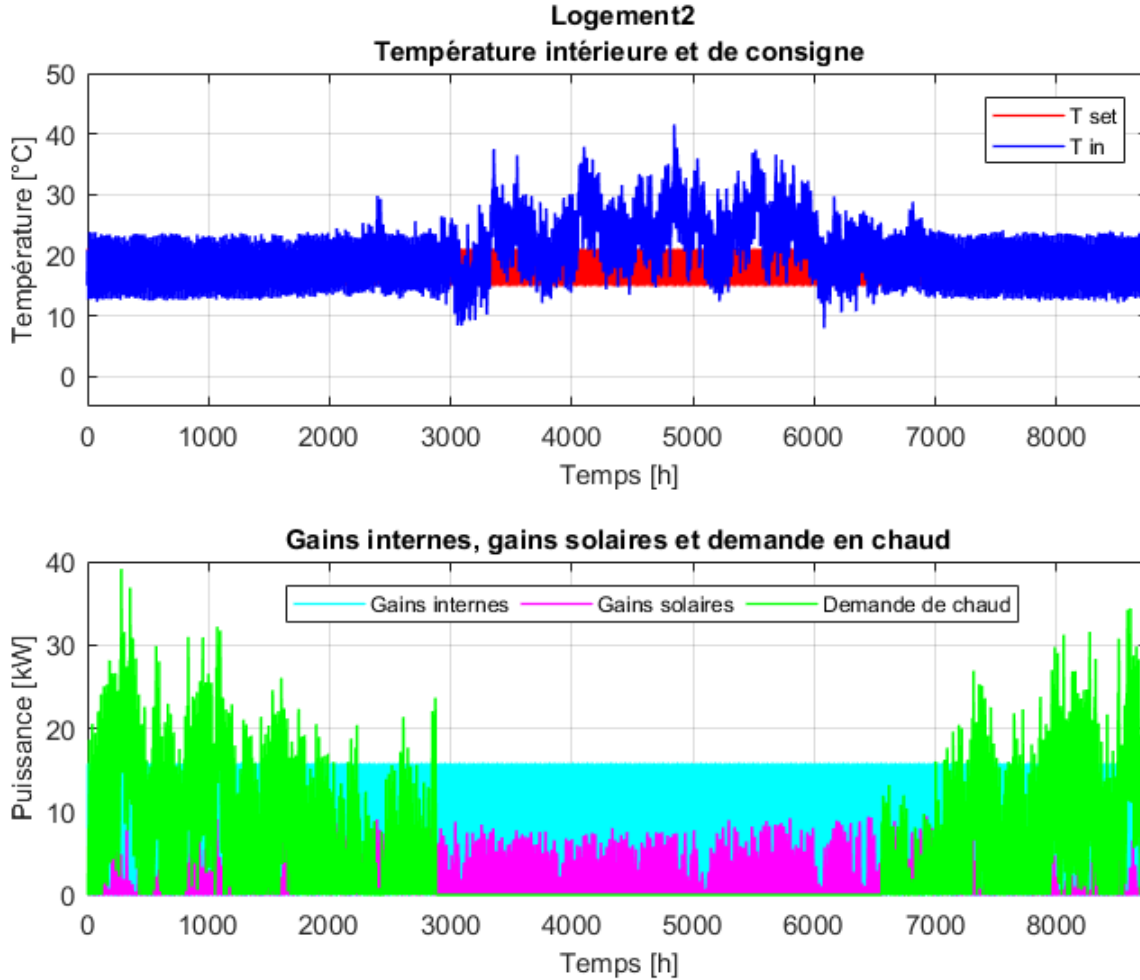


FIGURE 15 – Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 2.

Enfin, à 22 h, la température de consigne diminue pour la nuit tandis que les gains internes ne varient pas étant donné que les habitants sont toujours présents. En conséquence, la demande diminue significativement.

La zone Appartement est l'une des zones à l'occupation aléatoire. Sur les Figures 17 et 18, les moments où cette zone n'est pas louée sont visibles par l'absence de gains internes et l'abaissement de la température de consigne à 1 °C.

A la Figure 17, l'évolution des gains solaires sur l'année est bien visible : l'irradiation solaire totale est plus élevée en été qu'en hiver, ce qui correspond au résultat attendu. Par ailleurs, en hiver, la zone demande de la chaleur même lorsqu'elle n'est pas occupée.

A la Figure 18, les semaines représentées sont la semaine du 12 janvier minuit au 19 janvier minuit en haut et du 13 juin minuit au 20 juin minuit en bas.

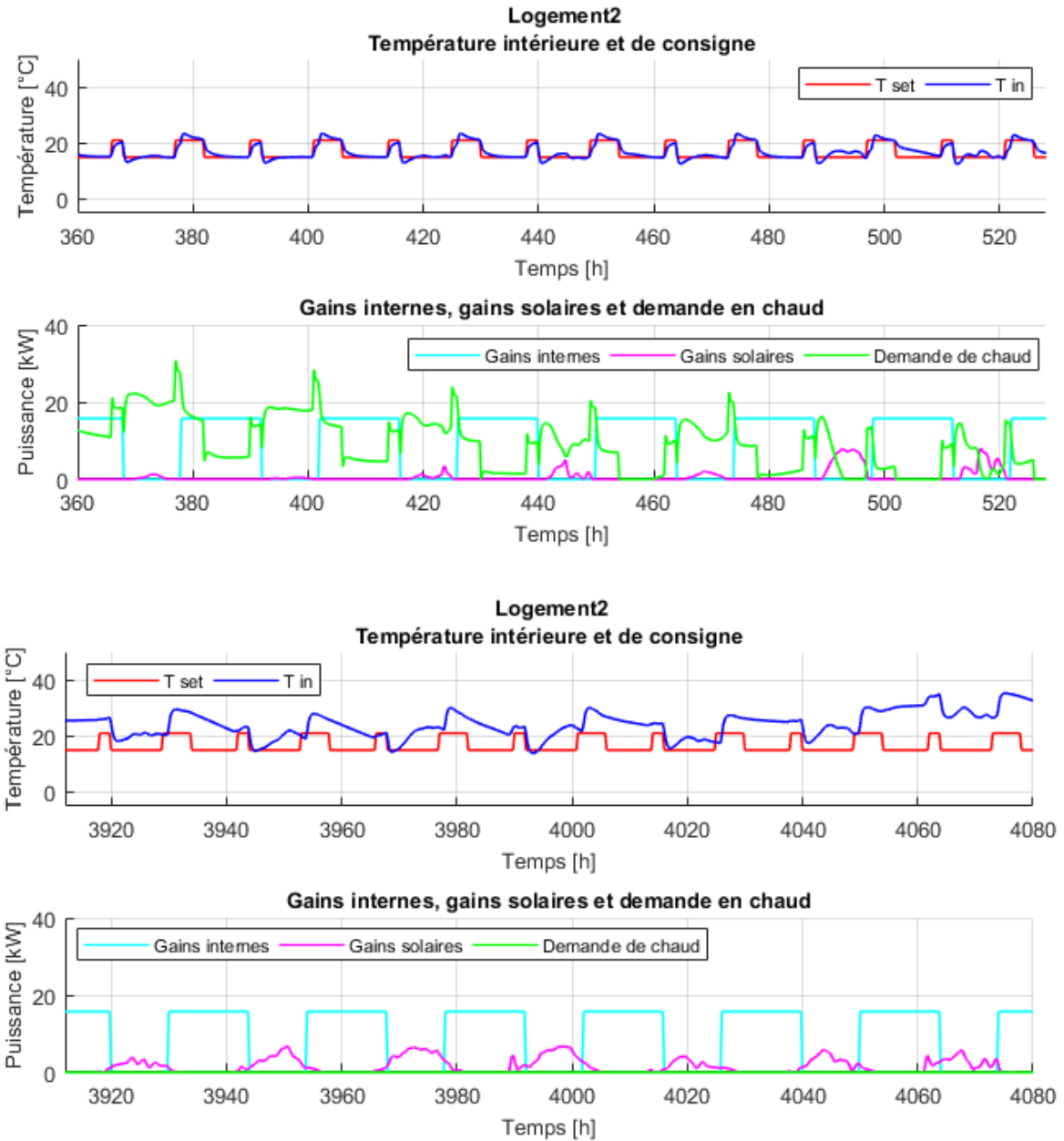


FIGURE 16 – Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Logement 2 pour une semaine d’hiver (haut) et d’été (bas).

La semaine d’hiver a été choisie afin de représenter la transition entre une période inoccupée et une période occupée. Durant la partie inoccupée, l’influence des gains solaire sur la température intérieure est visible par la correspondance entre les augmentations de température et les pics de gains solaires. Dans la partie occupée du graphe, la température met du temps pour atteindre la consigne lors des changements de cette dernière. Cela peut s’expliquer par le fait que, les gains internes étant considérés constants durant les périodes d’occupation, les changements de température de consigne ne sont

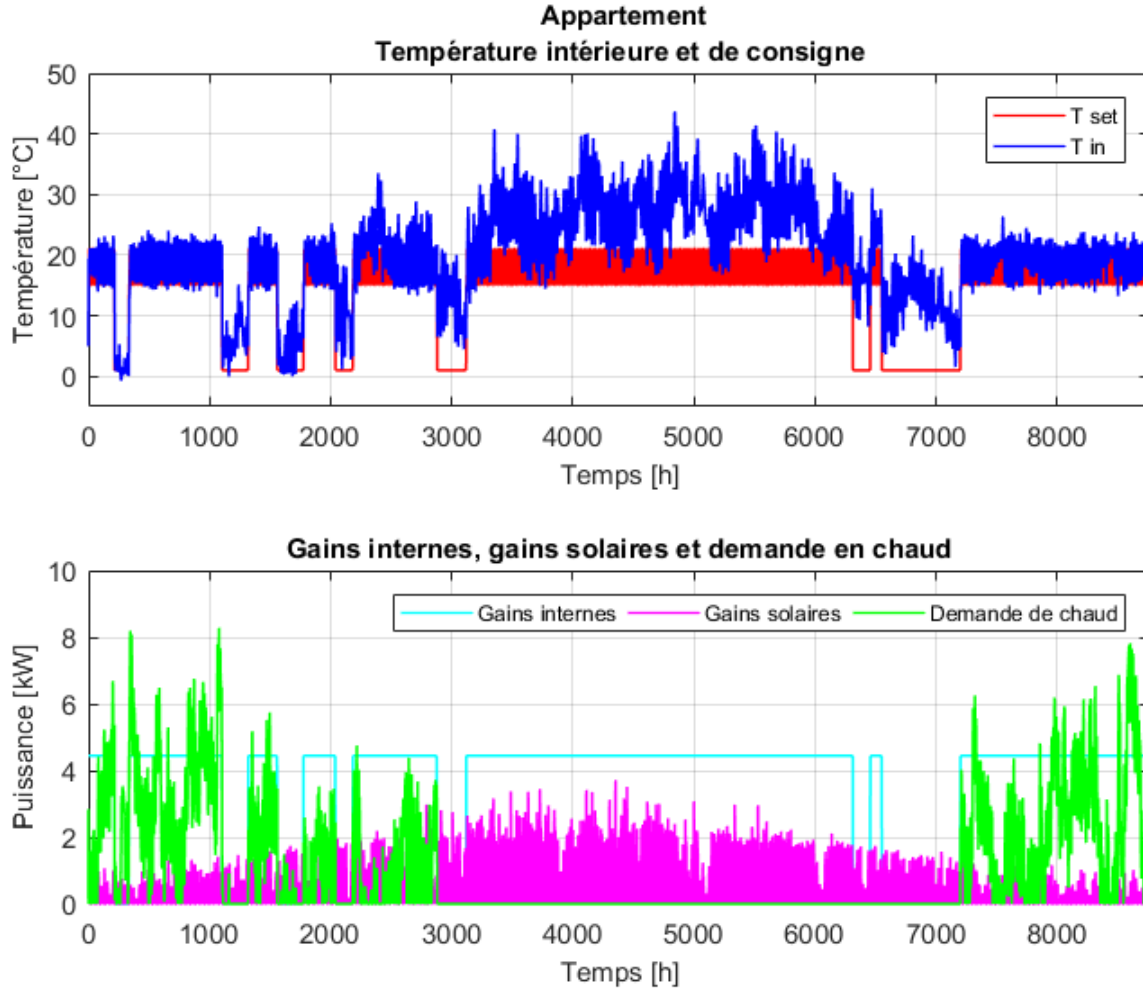


FIGURE 17 – Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Appartement.

pas simultanés à des variations des gains internes qui pourraient aider la température de la zone à se rapprocher de la nouvelle consigne.

Une deuxième explication possible est que le contrôleur de cette zone doit être adapté aux périodes où la température de consigne ne change pas ; un compromis a donc été nécessaire entre la qualité du contrôle en période occupée et inoccupée.

Les constats concernant la semaine d'été sont similaires à ceux qui ont été faits pour les Logements. La température de la zone est la plupart du temps supérieure à la consigne, et lorsqu'elle ne l'est pas, la demande reste nulle parce que le signal de contrôle est fixé à 0 en été.

Le Séminaire est considéré comme étant occupé un week-end sur deux durant toute l'année. Dans cette zone, les gains internes sont presque quatre fois plus importants

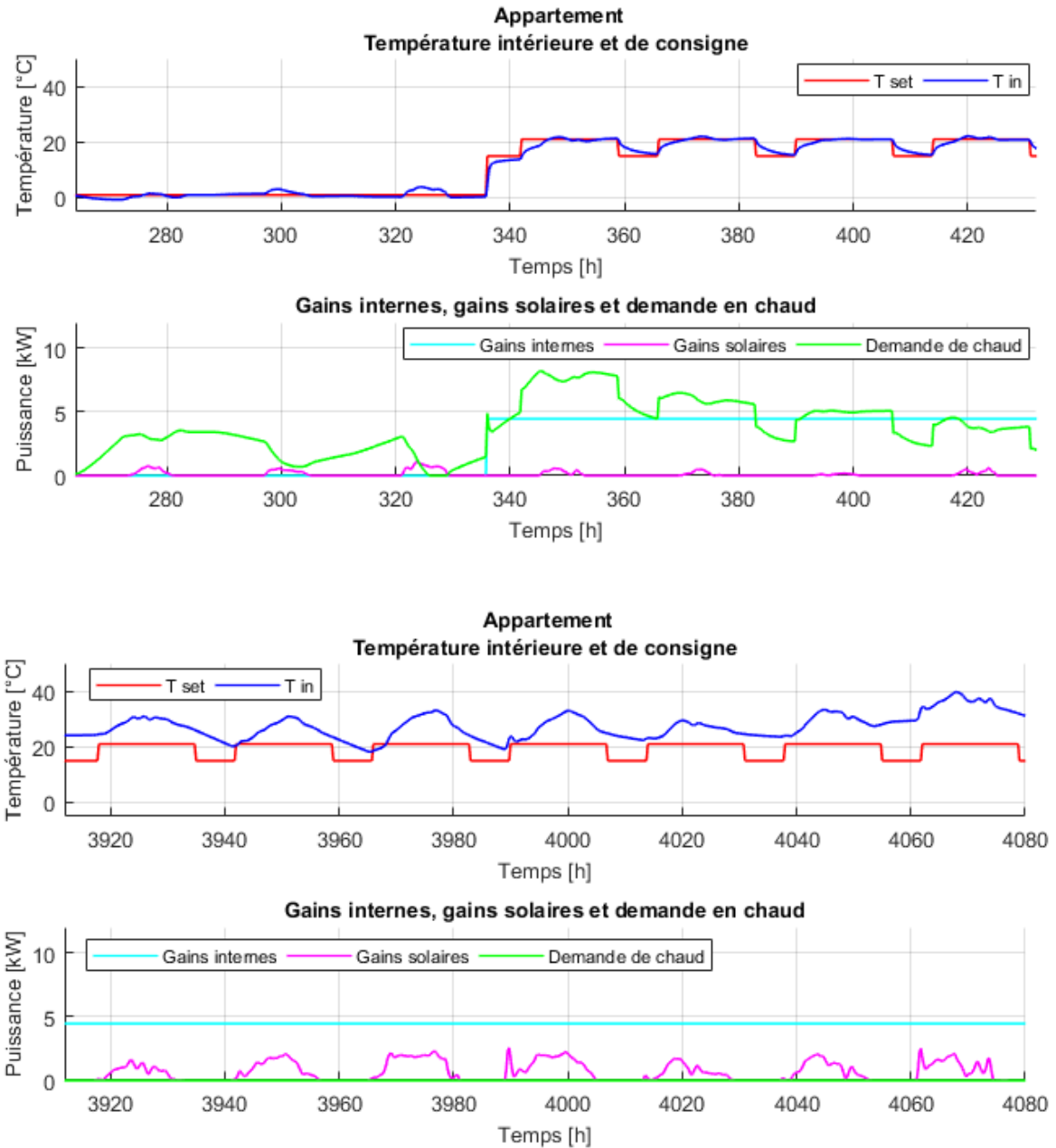


FIGURE 18 – Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Appartement pour une semaine d’hiver (haut) et d’été (bas).

que les gains solaires, notamment en raison du grand nombre de personnes qu’il peut contenir, donc des gains par les occupants qui sont élevés, mais aussi parce que les paramètres de gains par l’éclairage et l’équipement ont été fixés à des valeurs particulièrement élevées afin que la consommation annuelle calculée par le modèle soit proche de la consommation réelle pour cette zone.

Ces paramètres de gains internes très importants peuvent en partie expliquer que

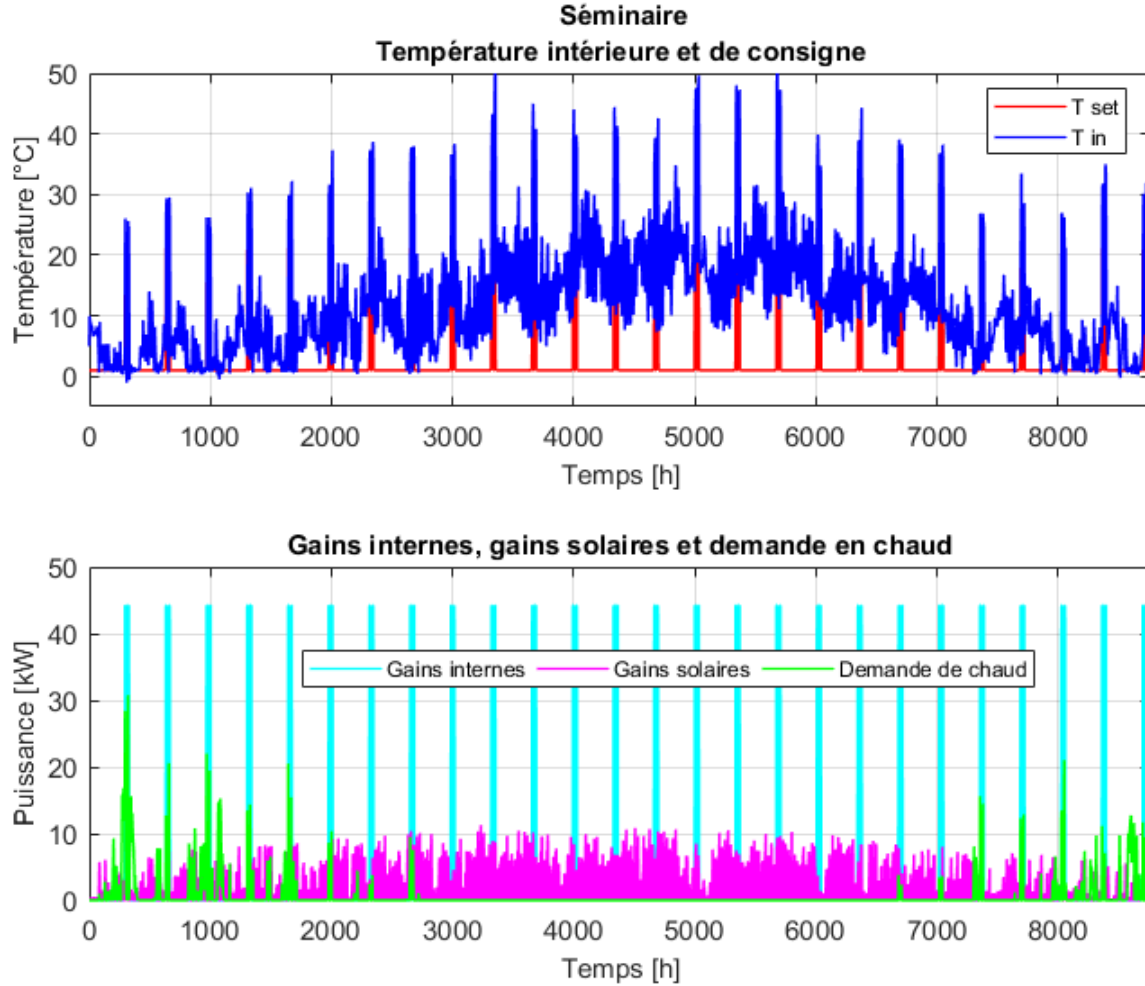


FIGURE 19 – Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Séminaire.

la température du Séminaire atteint la valeur improbable 50 °C, mais cela n'est probablement pas le seul facteur. L'absence de prise en compte de l'inertie thermique des parois dans le modèle développé constitue un élément important pour expliquer que la température d'une zone varie plus facilement que dans la réalité, que ce soit dans un sens ou dans l'autre.

L'influence que peut avoir ce manque de représentativité sur la fiabilité des résultats fournis par la simulation n'est pas claire. D'un côté, si la température monte très haut, cela signifie qu'elle prendra plus de temps pour revenir à un niveau nécessitant que le chauffage de la zone de mette en route. De l'autre, si la température monte facilement à de hautes températures, elle descend probablement aussi facilement.

Les semaines représentées à la Figure 20 sont les semaines du 12 au 19 janvier et du 13 au 20 juin. Le graphe du haut indique que les gains internes sont tels que la demande

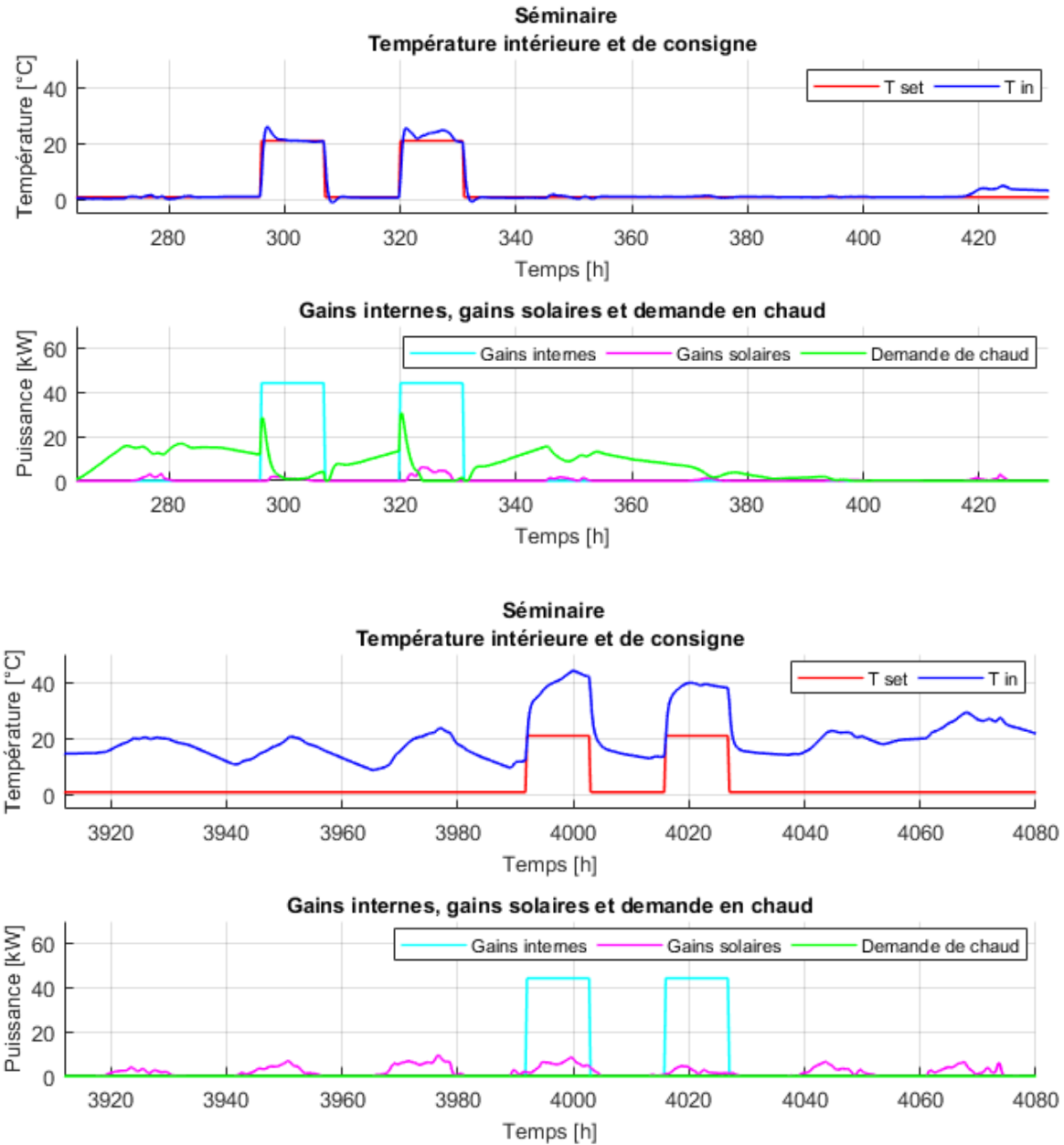


FIGURE 20 – Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Séminaire pour une semaine d’hiver (haut) et d’été (bas).

de chaleur est plus faible en cas d’occupation que lorsque la zone est inoccupée, mis à part un besoin de relance permettant d’atteindre la consigne rapidement lorsqu’elle augmente de 1 à 21 °C. De plus, sur le graphe du bas, il est intéressant de remarquer qu’en été, lorsque la zone est inoccupée, les gains solaires suffisent à faire monter la température de la zone à plus de 20 °C durant la journée, sans aucun apport de chaleur par le système de chauffage. Cela est probablement dû au fait que l’inertie thermique des parois n’est pas prise en compte.

C'est aussi ce choix de modélisation qui cause l'amplitude de variation importante de la température dans la zone à des moments où seuls les gains solaires varient.

A la Figure 21, les résultats obtenus pour la zone Magasin sont exposés. Les gains solaires sont très faibles dans cette zone, étant donné que ses parois ne contiennent que très peu de fenêtres. Cependant, la surface chauffée du Magasin est également assez faible. Si les puissances de gains solaires moyennes sont prises par rapport à la surface chauffée de la zone, la valeur de  $2,2 \text{ W/m}^2$  de gains solaires est obtenue pour le Magasin, ce qui est la valeur la plus faible parmi les huit zones. La Conciergerie suit avec  $2,3 \text{ W/m}^2$  et le résultat le plus élevé est obtenu dans l'Appartement avec une valeur de  $5,7 \text{ W/m}^2$ .

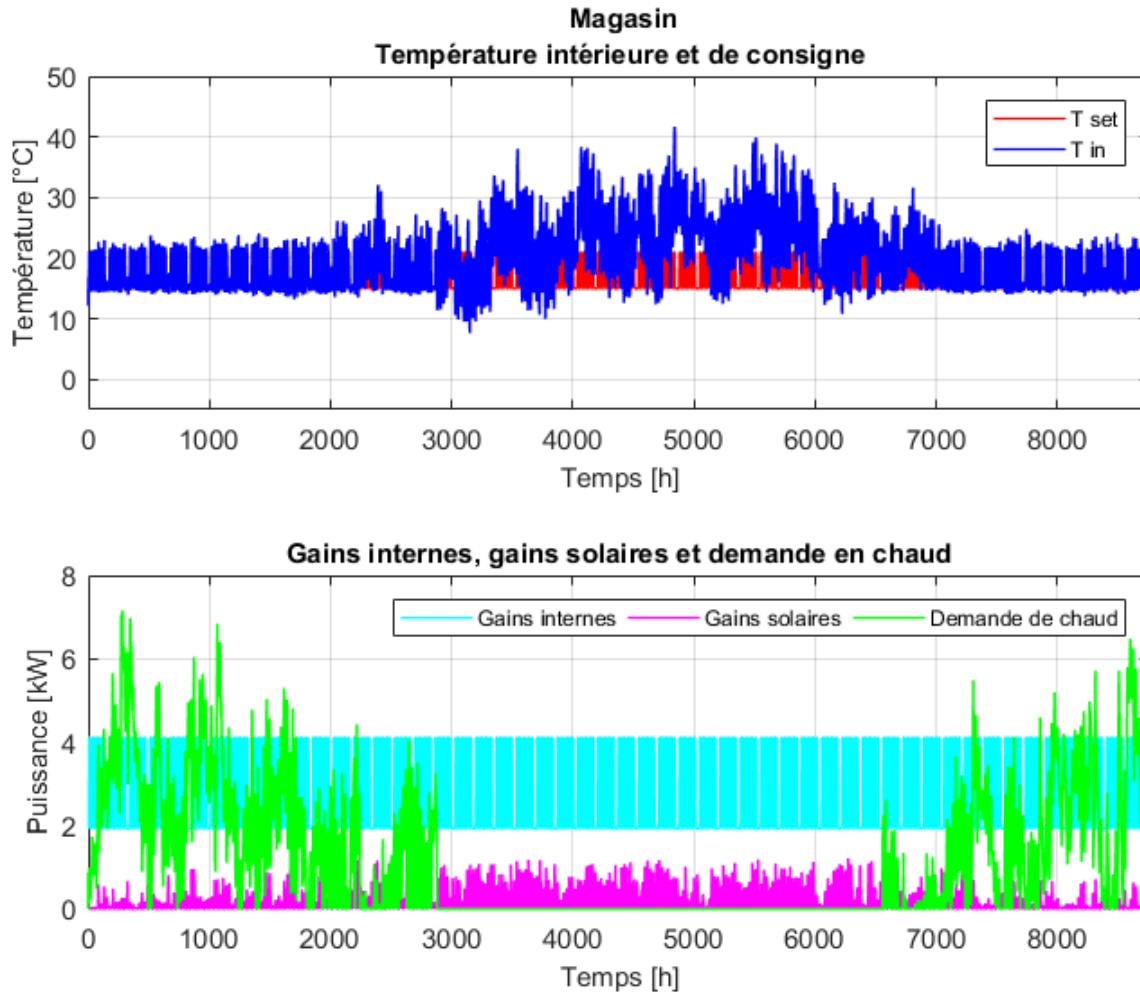


FIGURE 21 – Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Magasin.

Dans cette zone, les gains internes par l'équipement ne dépendent pas de l'occupation mais sont considérés constants durant l'entièreté de l'année parce qu'il a été

considéré que des frigos se trouvent dans cette zone pour conserver des aliments à vendre et que ces frigos fonctionnent 24 h sur 24.

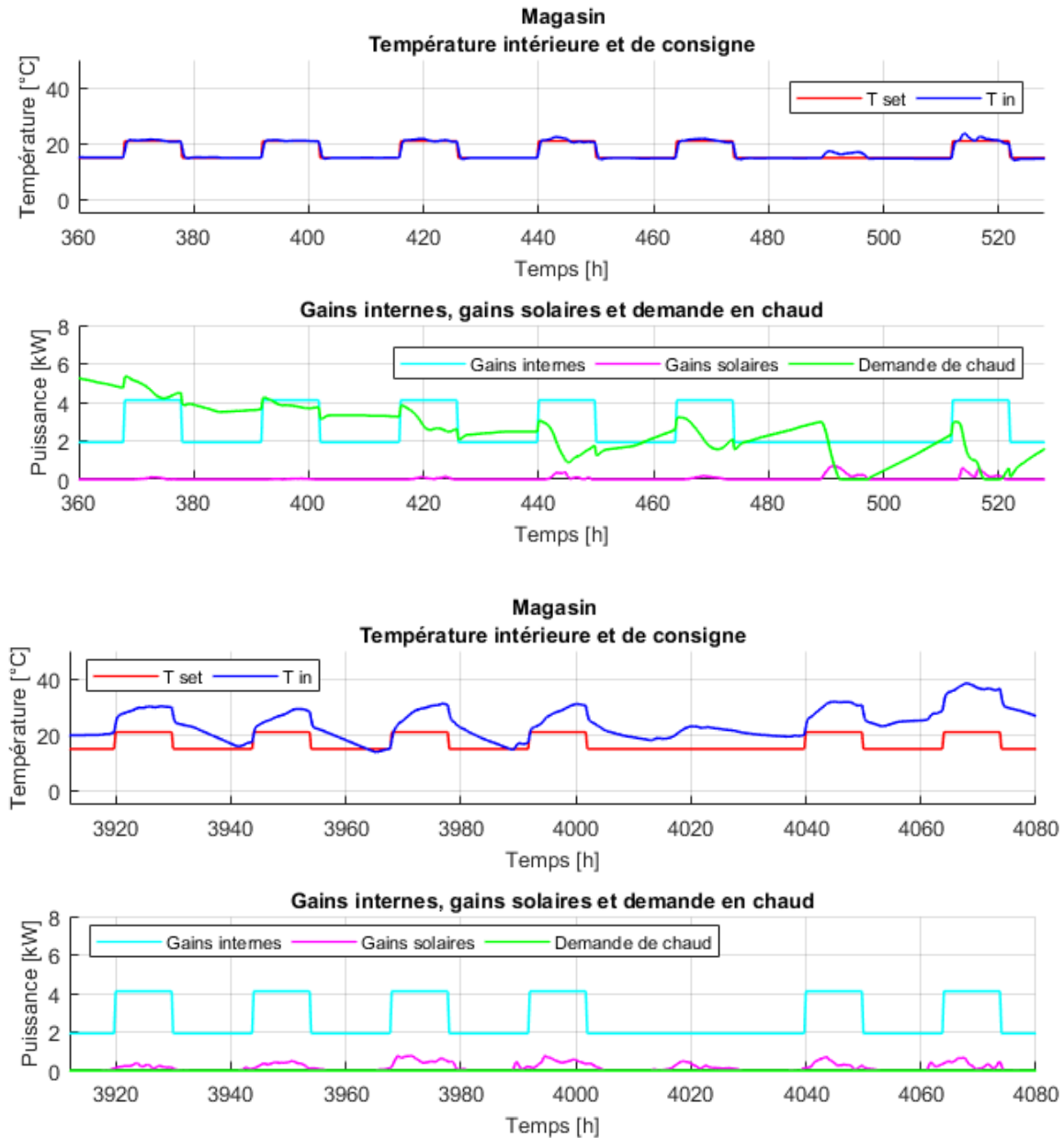


FIGURE 22 – Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Magasin pour une semaine d’hiver (haut) et d’été (bas).

A la Figure 22, le graphe du haut représente la semaine du 16 au 23 janvier et celui du bas la semaine du 13 au 20 juin. En hiver, la température intérieure suit la consigne de très près, mis à part lorsqu’il y a des gains solaires qui font monter la température de la zone. En été, comme dans les autres zones, la température intérieure est la plupart du temps supérieure à la consigne.



En ce qui concerne la Conciergerie, les résultats sont présentés aux Figures 23 et 24. Sur le graphe représentant une année complète, il est clairement visible que ce bâtiment n'est pas souvent occupé. Par ailleurs, la température intérieure semble être très souvent supérieure à la consigne, même en mi-saison. Ces deux observations sont liées puisque la température de consigne est très faible lorsque la zone est inoccupée et qu'il est donc plus probable que la température de la zone soit supérieure à la consigne.

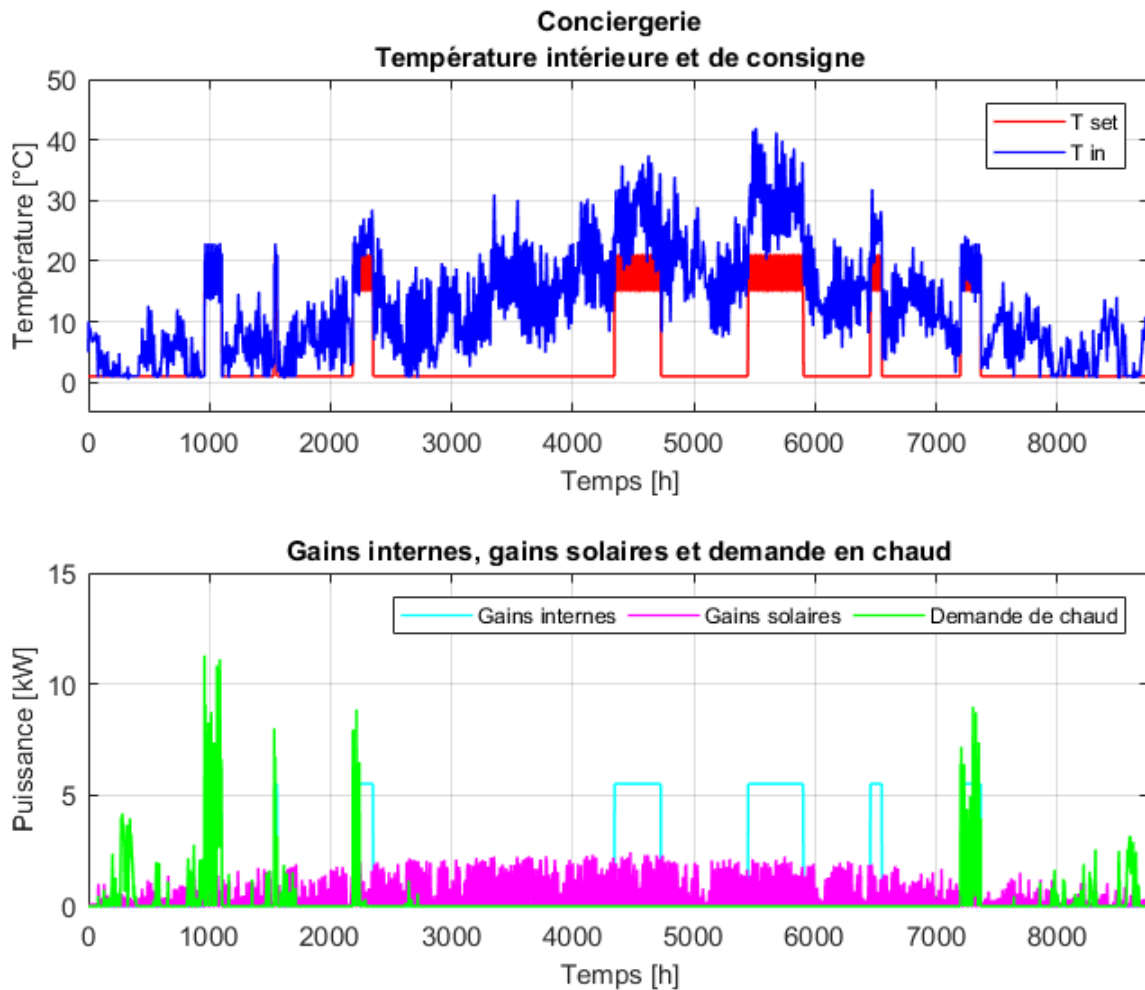


FIGURE 23 – Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Conciergerie.

La semaine d'hiver représentée sur le graphe du haut de la Figure 24 est celle du 7 au 14 février et la semaine d'été, sur le graphe du bas de la même Figure, est celle du 28 juin au 5 juillet. Ces deux semaines ont été choisies afin de représenter la transition entre une période inoccupée et une période occupée.

Comme dans les autres zones, le contrôle de la température est très bon en hiver, et en été la température est plus élevée que la consigne, en raison de l'absence de système

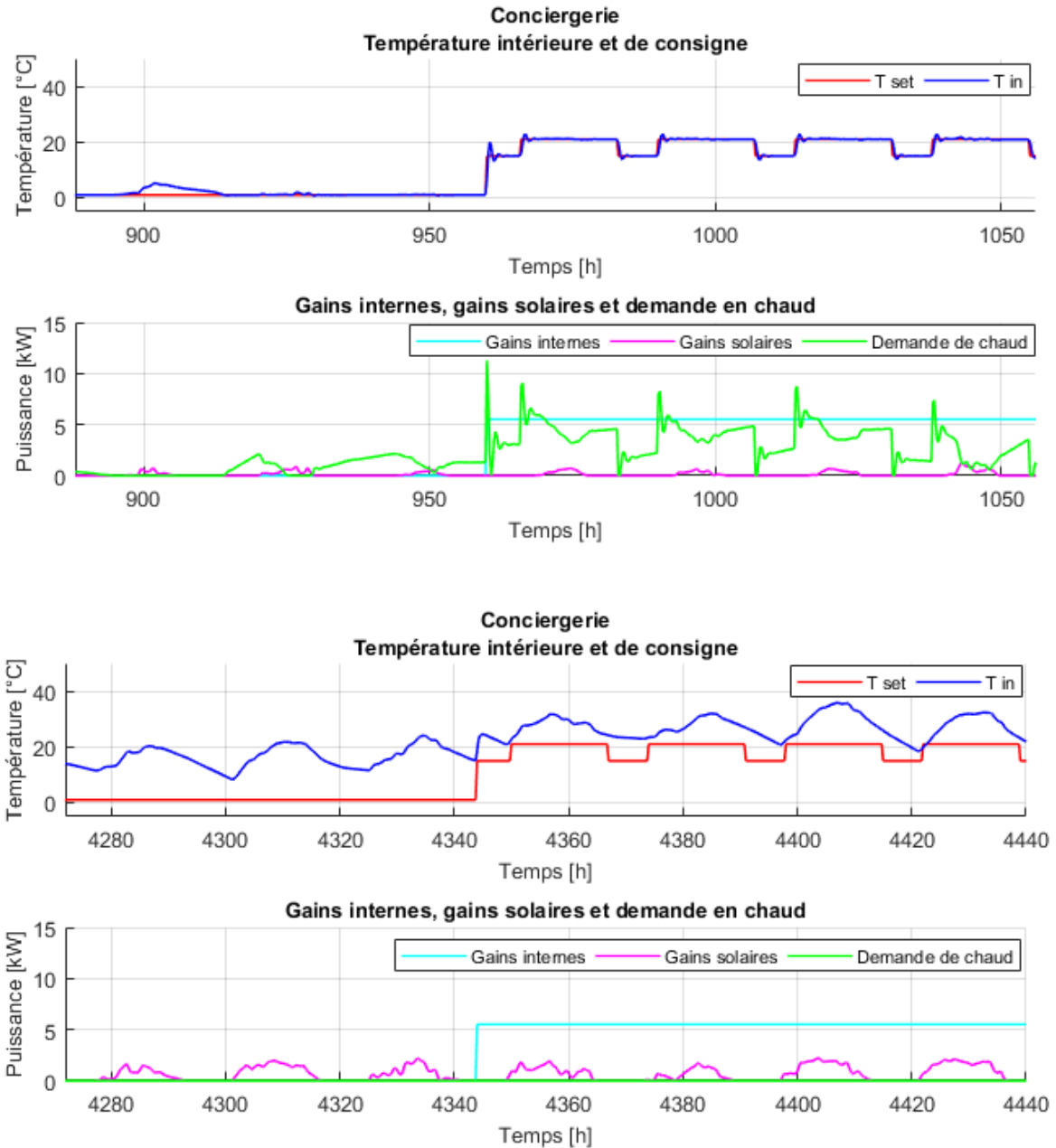


FIGURE 24 – Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Conciergerie pour une semaine d’hiver (haut) et d’été (bas).

de refroidissement. Cependant, la demande de chaleur en hiver varie beaucoup entre le jour, où la température de consigne est élevée, et la nuit où la consigne est plus basse. La différence est évidente lorsque ce graphe est comparé au graphe correspondant pour le Magasin, à la Figure 22. En effet, sachant que les deux graphes de puissance ne sont pas à la même échelle, la demande en chaleur varie visiblement plus entre le jour et la nuit dans la Conciergerie que dans le Magasin. Cela est dû à la différence dans le calcul

des gains internes entre le Magasin, qui n'est occupé que la journée, quand la température de consigne est plus élevée, et la Conciergerie, qui est considérée occupée 24 h/24 lorsqu'elle est réservée. Ainsi, dans le Magasin, les gains internes augmentent en même temps que la consigne, ce qui soutient l'augmentation de température dans la zone et permet que la demande en chaleur varie peu lors des changements de la température de consigne. Au contraire, dans la Conciergerie, les gains internes sont constants quelle que soit la température de consigne, ce qui implique des plus grandes variations dans la demande en chaleur lorsque la consigne varie.

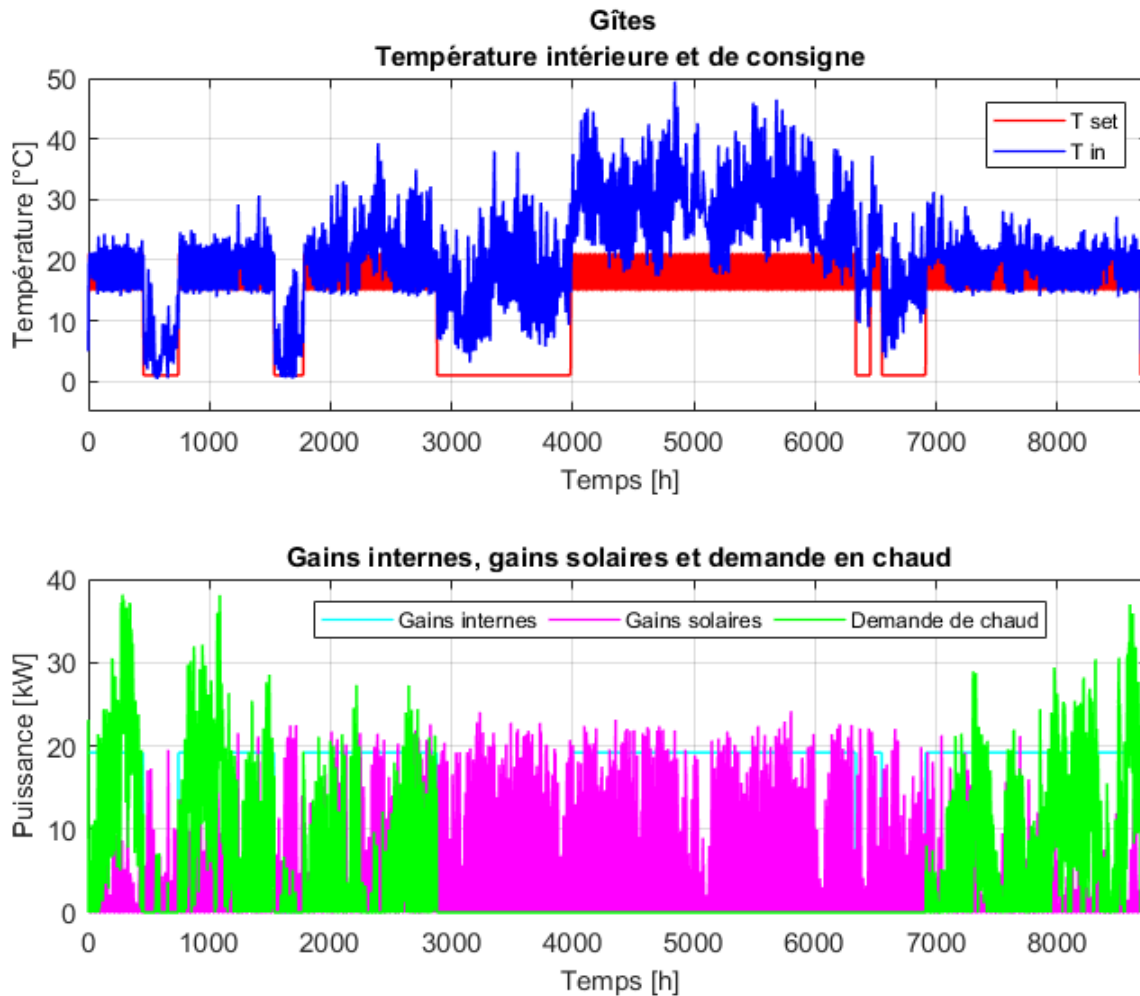


FIGURE 25 – Température intérieure, température de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Gîtes.

Les résultats pour la zone des Gîtes, Figures 25 et 26, sont les derniers à être présentés. Cette zone est la seule dans laquelle les gains internes sont plus faibles que le gains solaires. Cela s'explique par la grande surface de fenêtres dans les parois de ce bâtiment et par la grande surface de ce bâtiment par rapport au nombre d'occupants

qu'il peut accueillir. Comme dans les résultats des zones précédentes, la température intérieure suit assez bien la température de consigne en hiver et est supérieure à la consigne la plupart de l'été.

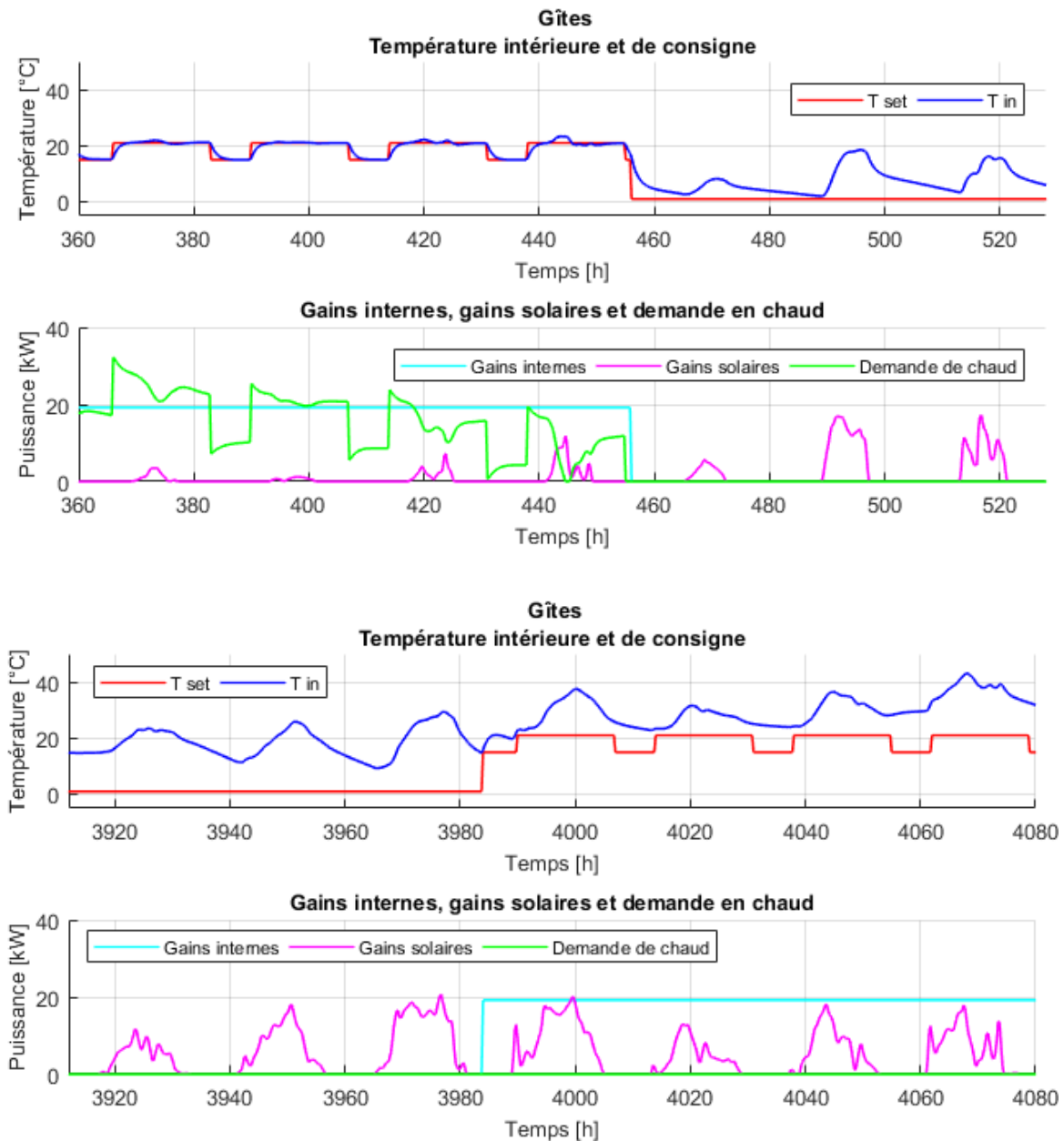


FIGURE 26 – Température intérieure et de consigne, gains internes, gains solaires et demande de la zone Gîtes pour une semaine d'hiver (haut) et d'été (bas).

A la Figure 26, les semaines visibles sont la semaine du 16 au 23 janvier en haut et celle du 13 au 20 juin en bas. En hiver, la température de la zone est assez proche de la consigne, mais elle présente des petites oscillations autour de cette consigne. Une cause possible de ce phénomène est la sensibilité très forte de la température de cette zone

à l'irradiation solaire. En effet, les gains solaires étant ici très élevés, leur influence sur les conditions intérieures est importante et, comme l'irradiation solaire est une donnée variant beaucoup, le contrôleur a du mal à stabiliser la température de la zone.

Pour conclure cette section, un graphe représentant la qualité du contrôle de température dans chacune des zones étudiées est présenté à la Figure 27. Dans ce graphe, des courbes monotones sont présentées, représentant le temps durant lequel la température intérieure de chaque zone est inférieure à la température de consigne, avec une différence supérieure à la valeur en ordonnée.

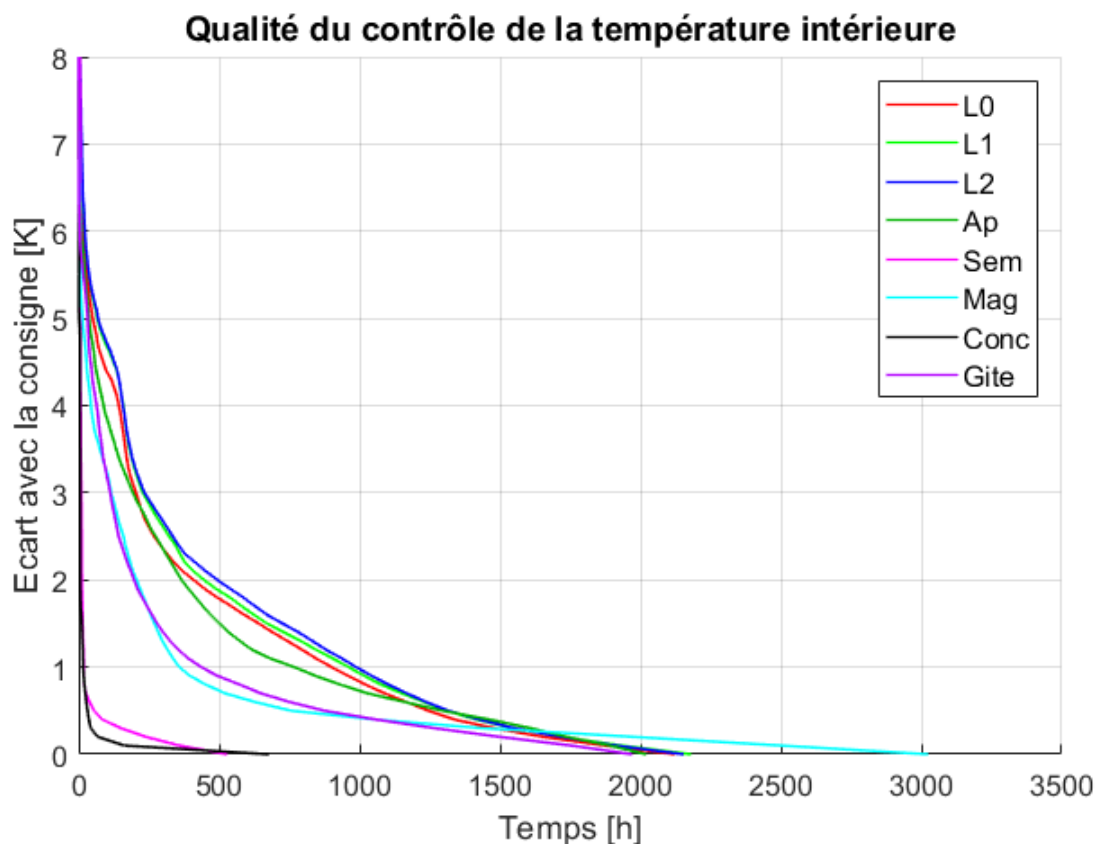


FIGURE 27 – Courbes monotones représentant la qualité du contrôle de température par le temps durant lequel la température est inférieure à la consigne.

L'endroit où une courbe croise l'axe horizontal indique le nombre d'heures durant lesquelles la température de la zone est inférieure à la consigne. Plus cette valeur est faible, plus la surchauffe est élevée dans la zone. Les bâtiments dont l'occupation est faible, à savoir le Séminaire et la Conciergerie, sont ceux dont la surchauffe est la plus courante, ce qui est logique étant donné que la température de consigne est à 1 °C lors des périodes inoccupées et qu'il est largement plus probable que la température de la zone soit supérieure à 1 °C qu'à 15 ou 21 °C pour les bâtiments occupés.

D'après ces courbes, le contrôle semble correct étant donné que les pentes des courbes sont fortes dans la partie haut du graphe. Cependant, les Logements, le Gîte et l'Appartement présentent une pente plus faible que les autres zones. Les trois Logements se comportent de manière très similaire, ce qui paraît logique vu la similitude de leur surface, de leurs parois et de leur profil d'occupation. Si le contrôle dans ces zones est moins bon, cela peut s'expliquer par le changement de consigne plus fréquent que dans les autres zones.

Dans la section suivante, une étude paramétrique va être effectuée, et les graphes présentés dans cette section seront comparés à ceux obtenus en changeant certains paramètres clés du modèle.

### 4.1.3 Etude paramétrique

Dans l'étude de chacun des paramètres présentés ci-dessous, le cas de référence est la situation prévue pour le site, présentée dans les Sections 4.1.1 et 4.1.2. Cette référence est comparée à deux cas, l'un dans lequel le paramètre étudié a été augmenté et l'autre dans lequel le paramètre a été diminué.

#### Gains solaires

L'influence des gains solaires sur le comportement de la simulation est étudié en faisant varier le facteur solaire. Les résultats dont la légende est *gs10* correspondent à une multiplication du facteur solaire par 10 et ceux dont la légende est *gs01* correspondent à une division du facteur solaire par 10.

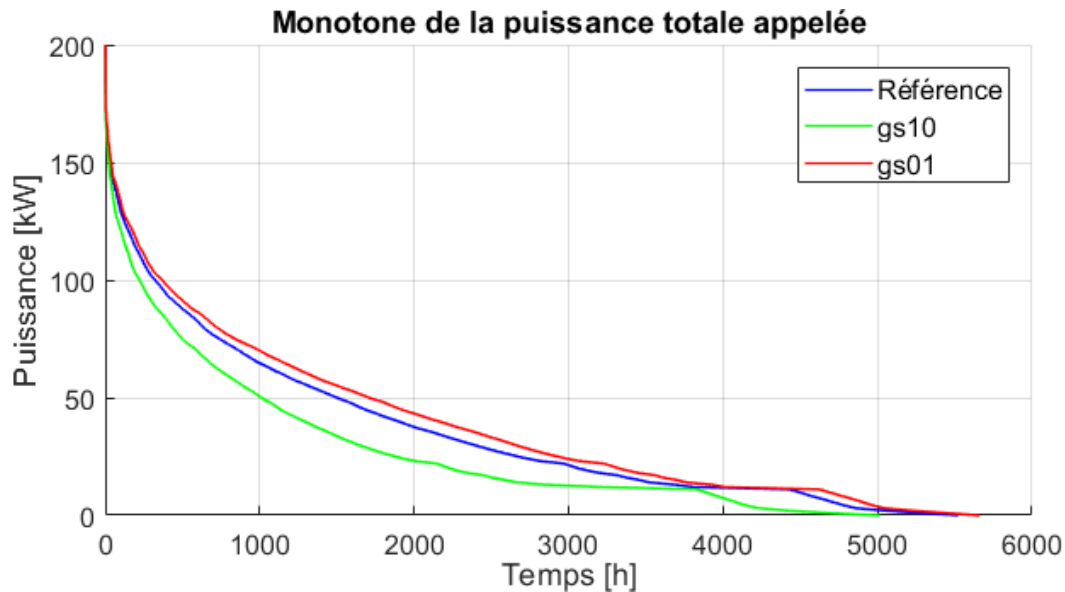


FIGURE 28 – Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si le facteur solaire est multiplié par 10 (*gs10*) et divisé par 10 (*gs01*).

La Figure 28 montre que l'influence des gains solaires sur la puissance consommée par l'ensemble du site est faible, surtout sachant que multiplier (ou diviser) le facteur solaire par 10 est une modification très importante puisque ce paramètre représente la proportion de l'irradiation solaire qui passe à travers les fenêtres. Malgré cela, l'influence est dans le bon sens : une augmentation du facteur solaire fait diminuer la consommation car les gains solaires sont plus importants, et inversement.

La Table 7 reprend les consommations de chaque bâtiment pour le cas de référence et les deux modifications du facteur solaire. Les bâtiments sur lesquels l'influence des gains solaires est la plus grande sont les trois Logements dans lesquels la consommation augmente d'environ 10% lorsque les gains solaires diminuent et est réduite de 35% dans le cas inverse. Au total, multiplier les gains solaires par 10 fait gagner un peu moins de 32% de consommation annuelle et diviser ces gains par 10 fait perdre un peu moins de 12% de consommation annuelle.

Bâtiment	Référence	gs10		gs01	
	[kWh/an]	[kWh/an]	[%]	[kWh/an]	[%]
L0	31 341	20 278	64,7	35 710	113,94
L1	37 847	25 048	66,18	42 263	111,67
L2	33 586	22 141	65,92	37 215	110,81
Ap	8 706	6 138	70,5	9 348	107,38
Sem	3 944	3 308	83,88	4 196	106,4
Mag	9 074	7 753	85,43	9 334	102,86
Conc	1 932	1 514	78,38	2 048	106,01
Gite	34 654	24 302	70,13	39 926	115,22
<b>Total</b>	161 084	110 481	68,59	180 042	111,77

TABLE 7 – Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si les gains solaires sont multipliés par 10 (*gs10*) et divisés par 10 (*gs01*).

### Gains internes

L'influence des gains internes sur la puissance de chauffage demandée par l'ensemble du site est étudiée à la Figure 29. La courbe appelée *GI10* correspond au cas où les gains internes ont été multipliés par 10 et la courbe appelée *GI01* au cas où ils ont été divisés par 10.

Le résultat de la variation des gains internes sur la puissance totale demandée est dans le sens attendu. En effet, augmenter les gains internes fait diminuer le besoin en chaleur du site, et diminuer les gains fait augmenter la demande. De plus, l'influence de ce paramètre n'est pas négligeable, tant au niveau de la puissance maximale demandée que du temps de fonctionnement des producteurs de chaleur et par conséquent de

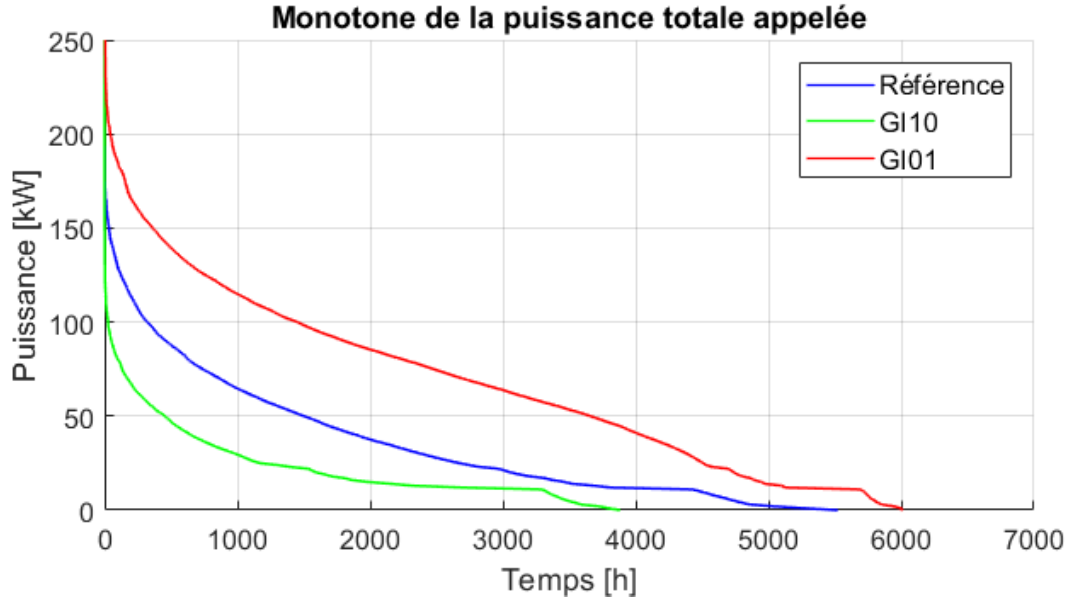


FIGURE 29 – Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si les gains internes sont multipliés par 10 (*GI10*) et divisés par 10 (*GI01*).

l'énergie à fournir sur l'année, qui correspond à l'intégrale de la monotone. En effet, la puissance maximale augmente de presque 50 kW quand les gains internes sont divisés par 10 et il y a une demande de chaleur durant 6000 h, au lieu d'environ 5500 h dans le cas de référence.

Les chiffres décrivant la différence de consommation causée par les variations des gains internes sont exposés à la Table 8.

Bâtiment	Référence	GI10		GI01	
	[kWh/an]	[kWh/an]	[%]	[kWh/an]	[%]
L0	31 341	15 510	49,49	66 126	210,99
L1	37 847	18 218	48,13	79 694	210,57
L2	33 586	16 624	49,5	71 181	211,94
Ap	8 706	184	2,12	23 252	267,09
Sem	3 944	3 609	91,49	10 594	268,6
Mag	9 074	0	0	21 205	233,68
Conc	1 932	800	41,39	4 347	224,97
Gite	34 654	242	0,7	98 090	283,06
<b>Total</b>	161 084	55 186	34,26	3740 490	232,48

TABLE 8 – Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si les gains internes sont multipliés par 10 (*GI10*) et divisés par 10 (*GI01*).



Les valeurs dans cette table montrent de manière évidente l'influence des gains internes sur l'énergie consommée par le site. C'est sur la zone Gîte que les gains internes ont le plus d'influence, et dans le Magasin la multiplication des gains internes par 10 annule complètement la demande. Il est intéressant de remarquer à quel point l'influence des gains internes sur les consommations de chaque bâtiment est asymétrique, c'est-à-dire qu'elle est très différente selon le sens de la variation du paramètre. L'influence de ce paramètre est aussi très différente d'un bâtiment à l'autre.

### Coefficient d'échange de chaleur global

La Figure 30 montre les courbes monotones de la puissance totale demandée dans le cas de référence et dans les cas où le coefficient de transfert de chaleur global  $U_g$  des parois de chaque bâtiment est multiplié par 10 ( $Ug10$ ) ou divisé par 10 ( $Ug01$ ).

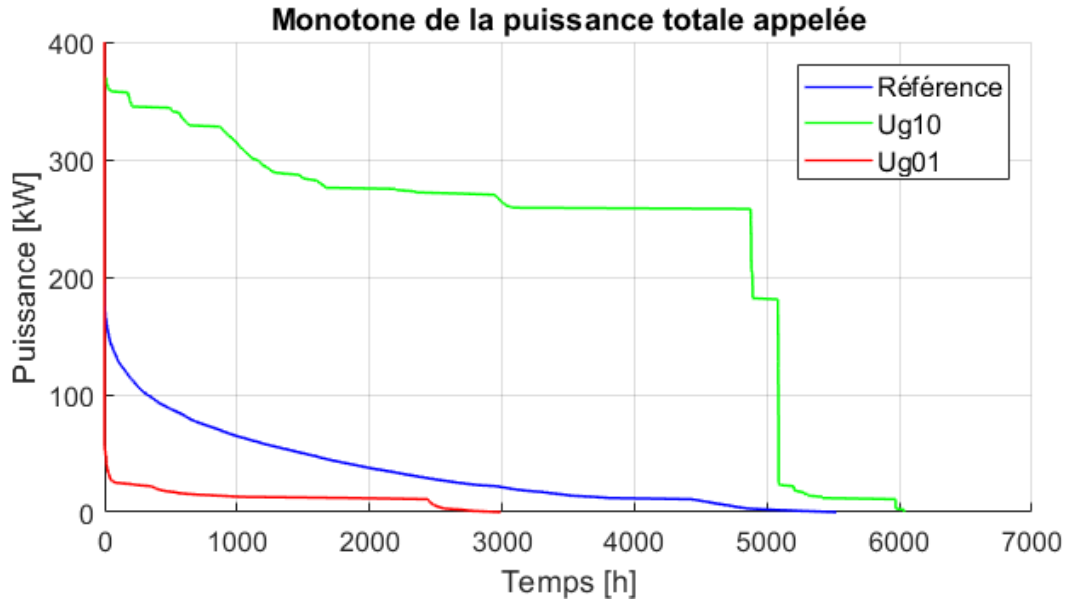


FIGURE 30 – Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si le coefficient d'échange de chaleur global des parois est multiplié par 10 ( $Ug10$ ) et divisé par 10 ( $Ug01$ ).

L'influence de ce paramètre sur la puissance demandée est très importante. Lorsque le coefficient  $U_g$  est multiplié par 10, les parois conduisent mieux la chaleur, donc la zone perd plus d'énergie par ses parois, ce qui explique que quand  $U_g$  augmente, la puissance demandée augmente également. Un raisonnement similaire s'applique pour le cas inverse où le coefficient de transfert de chaleur est diminué et où les parois des bâtiments sont donc plus isolantes que dans le cas de référence. Alors, la puissance maximale demandée est d'environ 50 kW, ce qui est très faible et correspond majoritairement aux besoins pour l'eau chaude sanitaire.

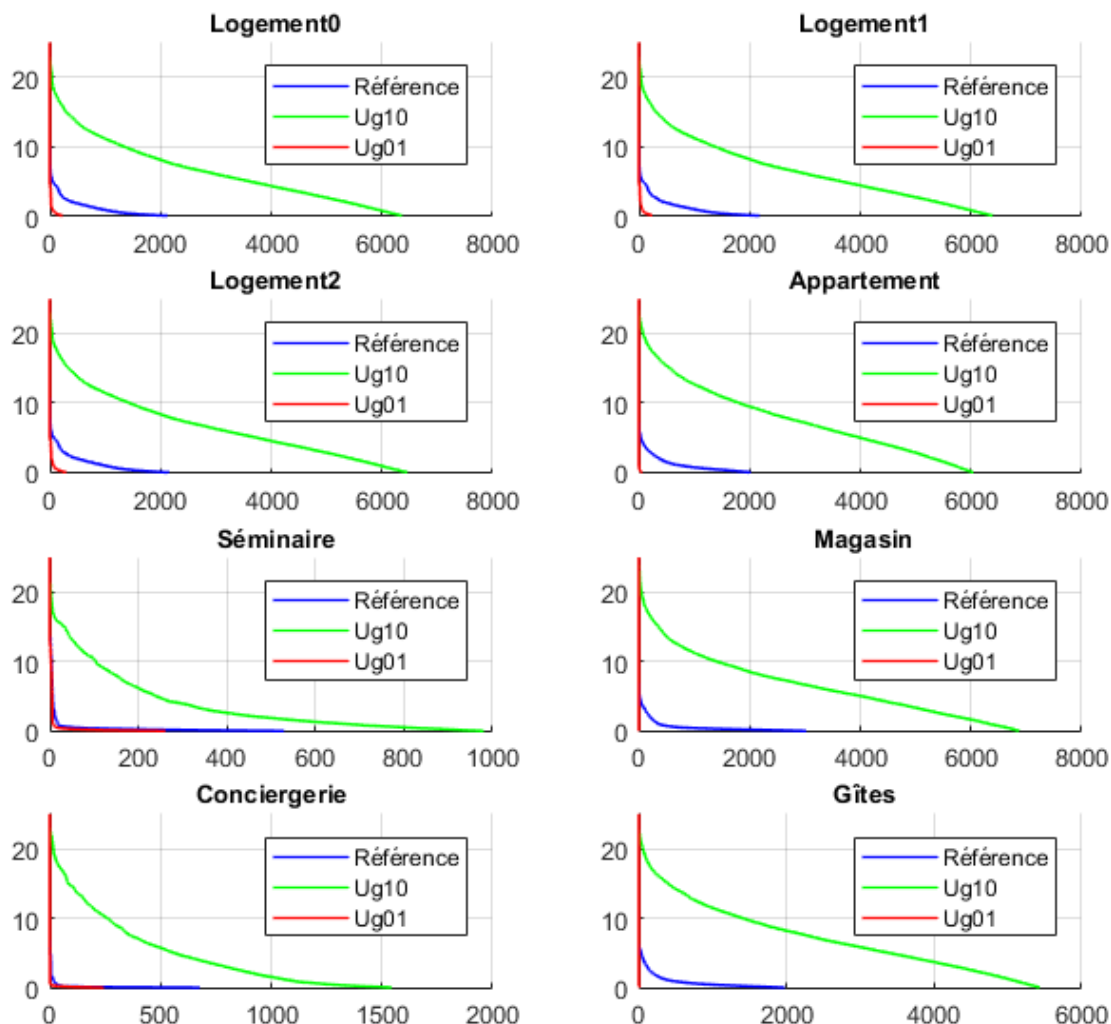


FIGURE 31 – Indication par une courbe monotone de la qualité du contrôle de température dans chaque zone étudiée lorsque le coefficient de transfert de chaleur est multiplié par 10 ( $Ug10$ ) et divisé par 10 ( $Ug01$ ). L'axe des abscisses représente le temps en heures et l'axe des ordonnées l'écart entre la température intérieure et la consigne en Kelvin.

La Figure 31 montre de manière évidente que lorsque les parois sont très peu isolantes, la puissance installée est trop faible pour que la température interne des différentes zones atteigne un niveau suffisant. En effet, la température intérieure d'une zone peut être jusqu'à 20 K en dessous de la consigne et elle reste inférieure à cette consigne pendant un temps au moins deux fois plus long que dans le cas de référence. A l'inverse, quand les parois sont très isolantes, la température des zones est supérieure à la consigne la plupart du temps, voire tout le temps dans le Gîte.

Le fait que la puissance installée soit insuffisante explique la forme saccadée de la courbe  $Ug10$  à la Figure 30. En effet, le temps durant lequel la puissance maximale est demandée dans une zone correspond à un plateau de la monotone de puissance totale.

L'évolution des consommations de chaque bâtiment en fonction du paramètre  $U_g$  est donnée à la Table 9. Le fait que les consommations augmentent énormément avec le coefficient de transfert de chaleur est évident, vu les valeurs présentes dans la quatrième colonne de ce tableau : si le paramètre  $U_g$  est multiplié par 10, la consommation globale est multipliée par plus de 8,5, ce qui est une variation très importante. La plus grande augmentation de consommation est celle du Séminaire, dont la consommation atteint presque 19 fois la référence.

De même, si le coefficient d'échange de chaleur est divisé par 10, les consommations sont divisées par plus que 10 et sont même annulées dans le cas du Magasin. Dans ce cas, l'ensemble du site consomme 20 fois moins d'énergie thermique que dans le cas de référence.

Bâtiment	Référence	Ug10		Ug01	
	[kWh/an]	[kWh/an]	[%]	[kWh/an]	[%]
L0	31 341	255 360	814,78	671	2,14
L1	37 847	289 410	764,67	901	2,38
L2	33 586	238 340	709,63	937	2,79
Ap	8 706	72 326	830,78	25,5	0,27
Sem	3 944	74 183	1 881	509	12,91
Mag	9 074	68 094	750,4	0	0
Conc	1 932	25 985	1 345	105	5,45
Gite	34 654	375 810	1 085	26,1	0,08
<b>Total</b>	161 084	1 399 498	868,8	3 173	1,97

TABLE 9 – Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si le coefficient de transfert de chaleur global des parois est multiplié par 10 ( $Ug10$ ) et divisé par 10 ( $Ug01$ ).

### Température de consigne

La température de consigne influence la demande de chaud du bâtiment selon les courbes monotones de la Figure 32. La courbe  $TsP2$  correspond à une température de consigne de 2 °C supérieure à la référence et la courbe  $TsM2$  à une température de consigne de 2 °C inférieure à la référence.

La puissance totale appelée varie dans le sens attendu, à savoir qu'augmenter la température de consigne fait augmenter la puissance demandée et baisser cette température fait baisser la puissance demandée. Sachant que la variation imposée est proportionnellement moins importante dans ce cas que pour les autres paramètres, l'influence de la température de consigne sur la demande de chaud est relativement élevée, et se marque surtout du point de vue du temps durant lequel une demande est observée plutôt que sur les puissances maximales demandées.

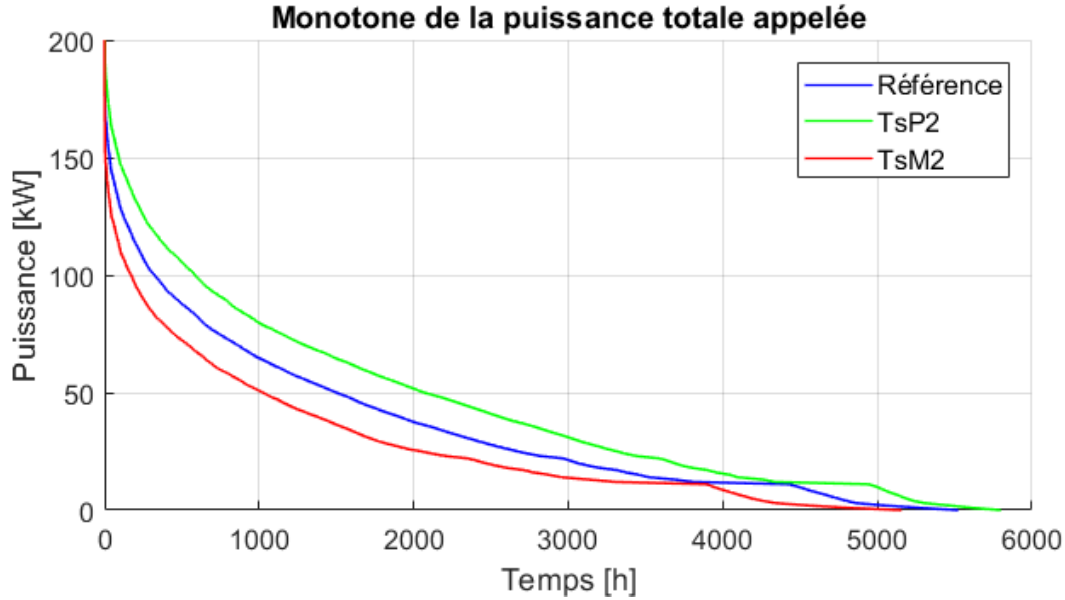


FIGURE 32 – Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si la température de consigne est augmentée de 2 °C ( $TsP2$ ) et baissée de 2 °C ( $TsM2$ ).

La Table 10 contient les données de consommation correspondant à la variation de la température de consigne. Le bâtiment le plus affecté par cette variation est le Séminaire, dont la consommation est presque doublée lorsque la consigne est augmentée de 2 °C et divisée par deux lorsque la consigne est baissée de 2 °C.

Bâtiment	Référence	TsP2		TsM2	
	[kWh/an]	[kWh/an]	[%]	[kWh/an]	[%]
L0	31 341	41 587	132,69	22 657	72,29
L1	37 847	50 110	132,4	27 418	72,44
L2	33 586	44 476	132,42	24 341	72,47
Ap	8 706	11 943	137,18	5 962	68,49
Sem	3 944	7 954	201,67	1 756	44,54
Mag	9 074	12 348	136,07	6 246	68,83
Conc	1 932	3 171	164,1	1 134	58,69
Gite	34 654	47 659	137,53	23 837	68,79
<b>Total</b>	161 084	219 250	136,11	113 350	70,37

TABLE 10 – Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si la température de consigne est augmentée de 2 °C ( $TsP2$ ) et baissée de 2 °C ( $TsM2$ ).

### Paramètres du contrôleur

Les paramètres du contrôleur sont la constante de proportionnalité  $K_p$ , appelée aussi le gain, et la constante du contrôle intégral  $K_i$ . Pour rappel, ces deux paramètres influencent le signal de contrôle comme suit :

$$CS = K_p \left( e + \frac{1}{K_i} \int e dt \right) \quad (41)$$

avec  $CS$  le signal de contrôle et  $e$  l'erreur entre la température intérieure et la température de consigne.

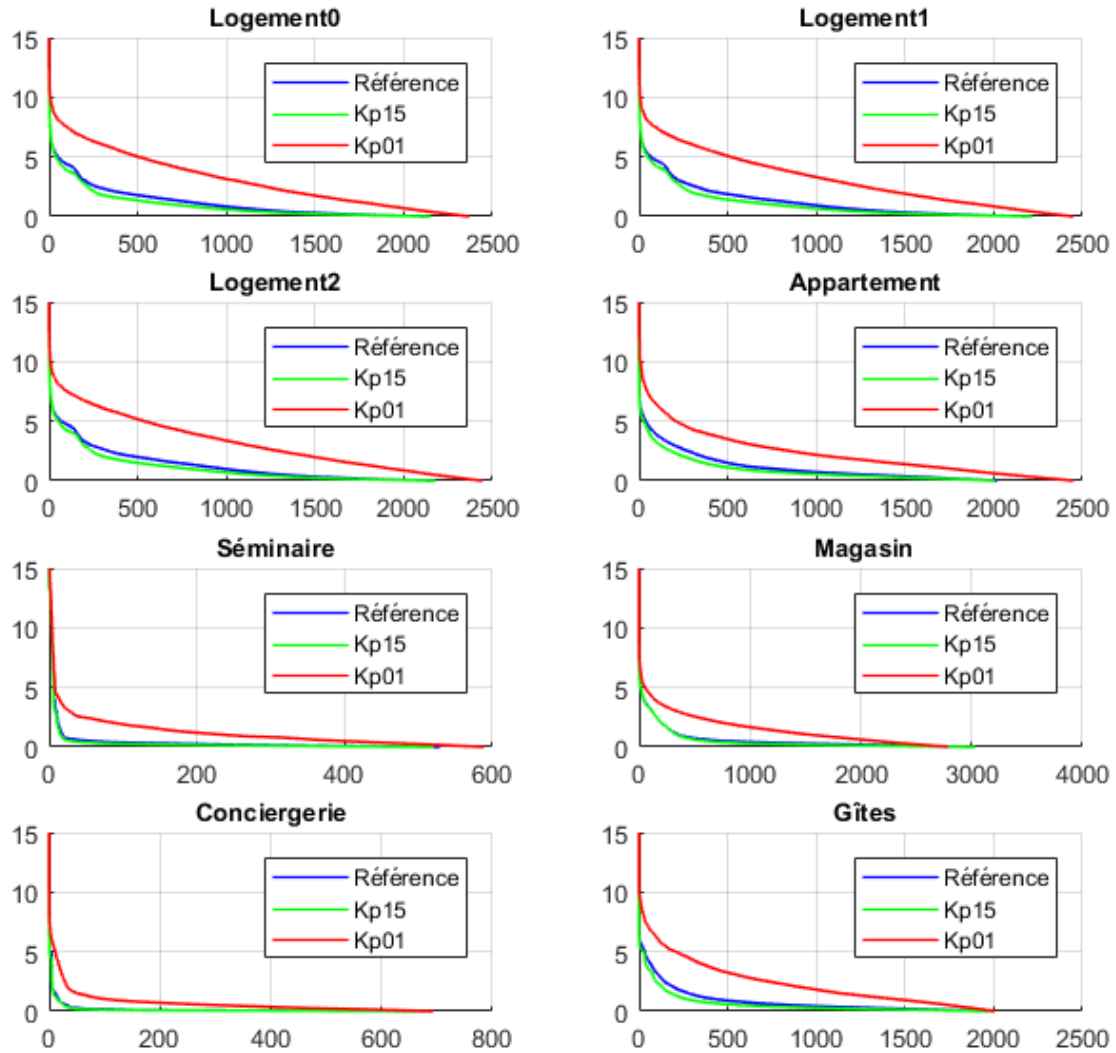


FIGURE 33 – Indication par une courbe monotone de la qualité du contrôle de température dans chaque zone étudiée lorsque le gain du contrôleur est multiplié par 1,5 ( $Kp15$ ) et divisé par 10 ( $Kp01$ ). L'axe des abscisses représente le temps en heures et l'axe des ordonnées l'écart entre la température intérieure et la consigne en Kelvin.

Le paramètre  $K_i$  a été successivement multiplié et divisé par 10 afin d'étudier son influence sur la qualité du contrôle et sur la demande de chaud, mais il a été impossible de multiplier le paramètre  $K_p$  par 10 car le modèle ne convergeait plus avec cette valeur. Par conséquent, le gain du contrôleur a été multiplié par 1,5 et divisé par 10.

Pour commencer, l'influence du gain du contrôleur est étudiée. La Figure 33 donne une indication de l'influence du paramètre  $K_p$  sur la qualité du contrôle en température de chaque zone, et ce grâce aux courbes monotones de l'écart négatif entre la température de consigne et la température intérieure de chaque zone.

L'influence observée n'est pas exactement la même dans toutes les zones mais des points communs sont présents. Dans toutes les zones, diviser le gain du contrôleur par 10 diminue la qualité du contrôle car la température est inférieure à la consigne durant plus de temps, et ce avec un écart plus important. Cependant, cet effet est très faible dans le Séminaire, intermédiaire dans la Conciergerie et il est important dans les autres zones.

Il est normal que multiplier le gain par 1,5 ait moins d'influence que de le diviser par 10, en raison du facteur qui est plus faible, mais dans le Séminaire, le Magasin et la Conciergerie, l'augmentation de  $K_p$  n'a pas d'influence significative. Dans les cinq autres zones, l'augmentation de  $K_p$  rend le contrôle de la température légèrement meilleur du point de vue du temps durant lequel les plus grands écarts de température sont observés, mais cela ferait augmenter les oscillations de la température interne autour de la température de consigne lors des changements de cette dernière, ce qui réduit l'efficacité énergétique du système.

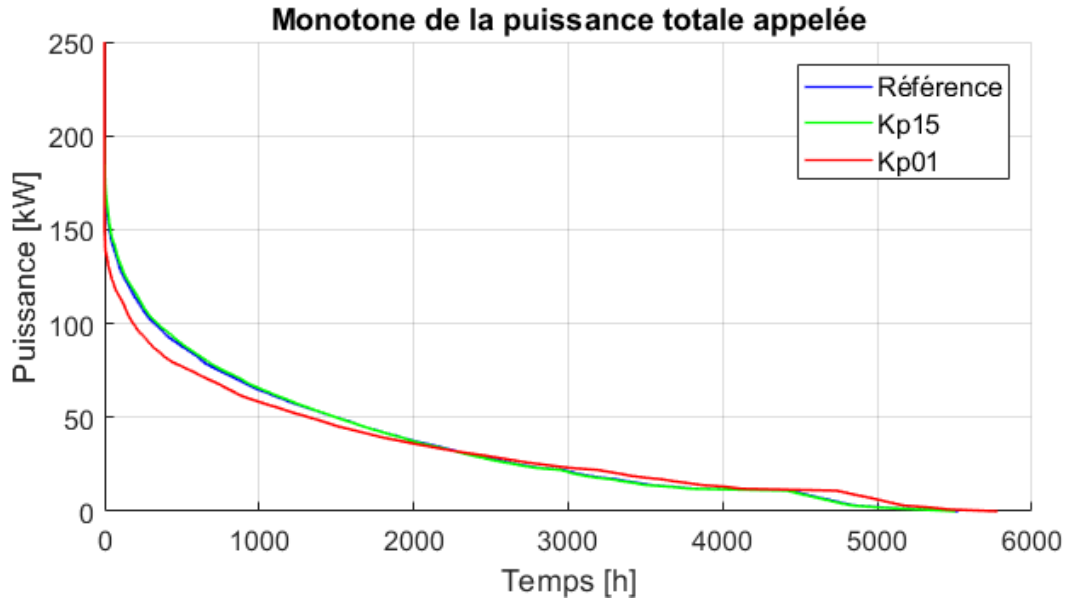


FIGURE 34 – Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si le gain du contrôleur de température est multiplié par 1,5 ( $Kp15$ ) et divisé par 10 ( $Kp01$ ).

L'influence de  $K_p$  sur la demande du site est exposée à la Figure 34. Cette influence est très faible et se marque surtout dans les grandes puissances, où une diminution du gain provoque une diminution du temps durant lequel la puissance demandée est élevée et inversement.

La Table 11 donne les résultats concernant l'influence du paramètre  $K_p$  sur la consommation annuelle du site. Multiplier le gain du contrôleur par 1,5 ne fait varier la consommation des bâtiments que de 1% au maximum. Diviser ce gain par 10 fait diminuer la consommation des bâtiments de 2 à 5%, mis à part le Séminaire dans lequel la consommation diminue de 14% et l'Appartement dont la consommation augmente de 10% quand le gain du contrôleur est divisé par 10.

Bâtiment	Référence	Kp15		Kp01	
	[kWh/an]	[kWh/an]	[%]	[kWh/an]	[%]
L0	31 341	31 461	100,38	29 778	95,01
L1	37 847	37 993	100,39	36 082	95,34
L2	33 586	33 714	100,38	32 013	95,32
Ap	8 706	8 760	100,62	9 643	110,76
Sem	3 944	3 982	100,96	3 402	86,25
Mag	9 074	9 078	100,04	8 877	97,82
Conc	1 932	1 934	100,08	1 898	98,25
Gîte	34 654	34 914	100,75	31 864	91,95
<b>Total</b>	161 084	161 840	100,47	153 560	95,33

TABLE 11 – Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si le coefficient proportionnel du contrôleur de température est multiplié par 1,5 ( $Kp15$ ) et divisé par 10 ( $Kp01$ ).

Au niveau du paramètre du terme intégral du contrôleur, son influence est étudiée à la Figure 35.

Dans les trois Logements et le Gîte, diviser  $K_i$  par 10 améliore légèrement la qualité du contrôle en faisant diminuer l'occurrence des faibles écarts de température dans les Logements et de toutes les gammes d'écarts dans le Gîte. Dans ces zones, multiplier le coefficient du contrôle intégral par 10 fait baisser la qualité du contrôle en température avec une influence très faible.

Dans l'Appartement, l'augmentation de  $K_i$  a un effet semblable à celui remarqué pour les Logements, tandis que la diminution de ce paramètre d'un facteur 10 permet de faire significativement baisser la fréquence d'observation des faibles écarts de température et donc d'améliorer le contrôleur.

En ce qui concerne les zones restantes, à savoir le Séminaire, le Magasin et la Conciergerie, modifier le paramètre  $K_i$  fait baisser la qualité du contrôle, quel que soit le sens de la variation. Dans le Séminaire, cet effet n'est pas très marqué et le contrôle est

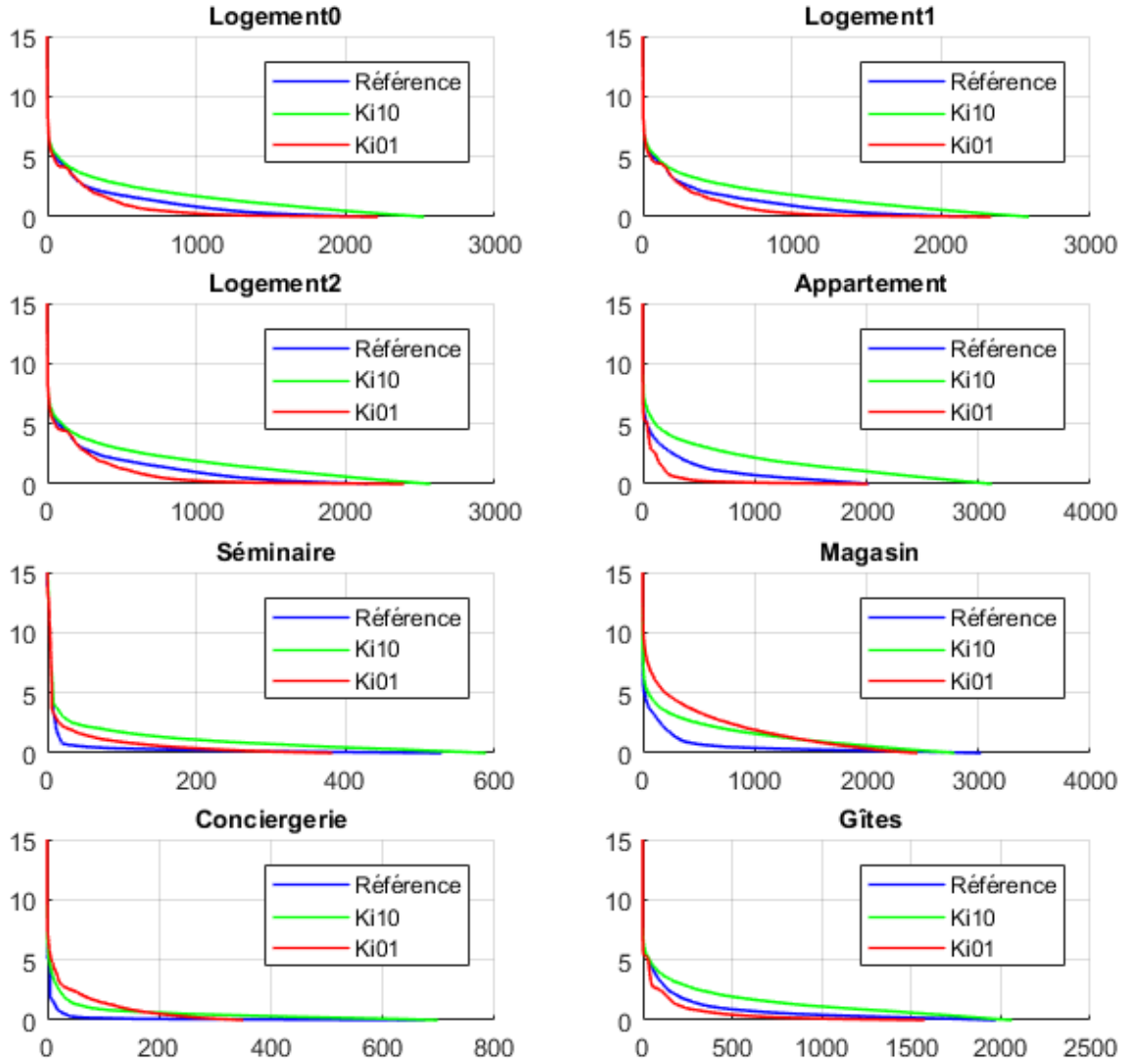


FIGURE 35 – Indication par une courbe monotone de la qualité du contrôle de température dans chaque zone étudiée lorsque la constante du terme intégral du contrôleur est multipliée par 10 ( $Ki10$ ) et divisée par 10 ( $Ki01$ ). L'axe des abscisses représente le temps en heures et l'axe des ordonnées l'écart entre la température intérieure et la consigne en Kelvin.

très bon pour les trois valeurs du paramètre ; dans la Conciergerie, l'influence de  $K_i$  est déjà plus marquée et c'est dans le Magasin que cette influence est la plus importante. Dans le cas du Magasin et de la Conciergerie, la division du paramètre par 10 est plus néfaste pour le contrôleur que la multiplication, ce qui est l'effet inverse par rapport aux cinq zones où la diminution du coefficient du terme intégral du contrôleur avait un effet positif et au Séminaire où multiplier  $K_i$  par 10 a un effet plus néfaste sur la qualité du contrôle que de le diviser par 10.



Au vu des résultats présentés aux Figures 33 et 35, les contrôleurs implémentés pour chacune des zones étudiées semblent être bien calibrés étant donné que les variations de leurs paramètres n'améliorent pas la qualité du contrôle en température de manière significative, mis à part dans l'Appartement.

Comme le montre la Figure 36, l'influence du paramètre  $K_i$  sur la puissance thermique demandée par le site est opposée à celle du paramètre  $K_p$ . En effet, multiplier  $K_i$  par 10 fait baisser légèrement le temps durant lequel les hautes puissances sont demandées, tandis que diviser ce paramètre par 10 fait augmenter la demande en hautes puissances de manière un peu plus importante.

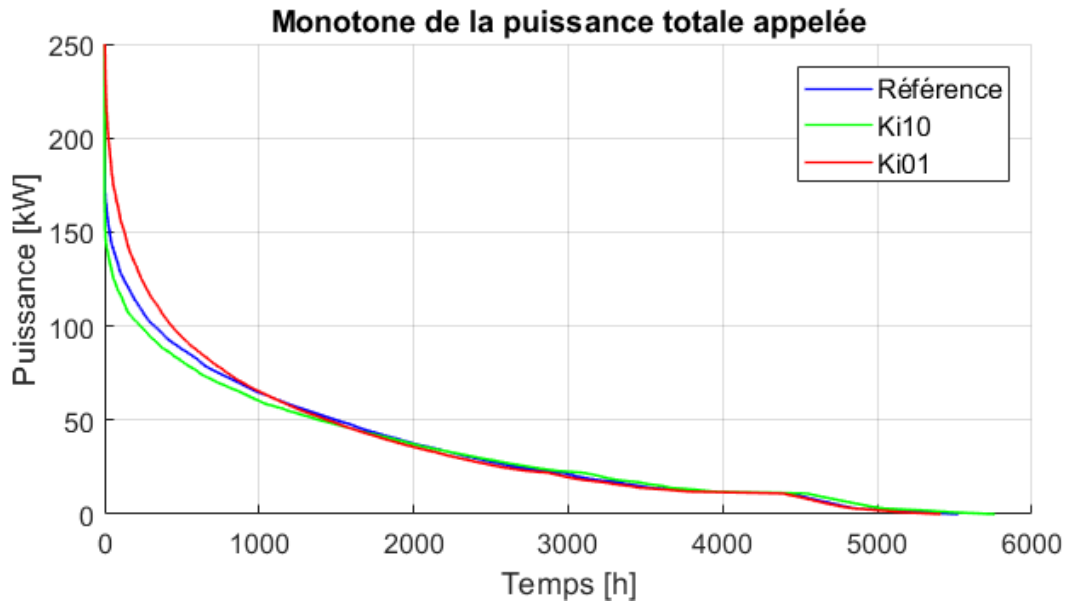


FIGURE 36 – Courbe monotone de la puissance totale demandée par les bâtiments si le coefficient du terme intégral du contrôleur de température est multiplié par 10 ( $Ki10$ ) et divisé par 10 ( $Ki01$ ).

En ce qui concerne les consommations, l'influence du coefficient du terme intégral du contrôleur sur celles-ci est présentée à la Table 12.

De manière similaire aux effets sur les puissances, multiplier  $K_i$  par 10 fait baisser les consommations et le diviser par 10 fait augmenter les consommations. La diminution de consommation est du même ordre dans tous les bâtiments tandis que l'augmentation est faible pour la plupart des bâtiments, sauf le Séminaire et la Conciergerie, où la variation de consommation est très importante. Cependant, comme ce sont les deux plus petits consommateurs, cela n'impacte pas beaucoup la variation de la consommation totale.

Bâtiment	Référence	Ki10		Ki01	
	[kWh/an]	[kWh/an]	[%]	[kWh/an]	[%]
L0	31 341	29 855	95,26	31 875	101,7
L1	37 847	36 082	95,34	38 547	101,85
L2	33 586	31 972	95,19	34 195	101,81
Ap	8 706	11 083	127,33	8 923	102,5
Sem	3 944	3 366	85,34	4 630	117,39
Mag	9 074	8 868	97,72	9 475	104,42
Conc	1 932	1 879	97,23	2 700	139,75
Gite	34 654	32 179	92,86	36 034	103,98
<b>Total</b>	161 084	155 280	96,4	166 380	103,29

TABLE 12 – Comparaison des consommations annuelles de chaque bâtiment entre la consommation de référence et la consommation si le coefficient du terme intégral du contrôleur de température est multiplié par 10 (*Ki10*) et divisé par 10 (*Ki01*).

## 4.2 Réseau de chaleur

Au niveau du réseau de chaleur, les résultats présentés portent principalement sur les pertes de chaleur et les pertes de charge en ligne. Ces résultats ont été obtenus en faisant tourner le modèle dont la partie chaufferie a été remplacée par une température fixée en entrée du réseau de chaleur à 80 °C.

Il sera vérifié que les pertes ne dépassent pas les valeurs maximales généralement tolérées, à savoir 20 mm de colonne d'eau par mètre de conduite pour les pertes de charge et 12% des besoins pour les pertes de chaleur. Par ailleurs, les pertes de charge seront utilisées afin de déterminer l'énergie consommée par la pompe du réseau de chaleur.

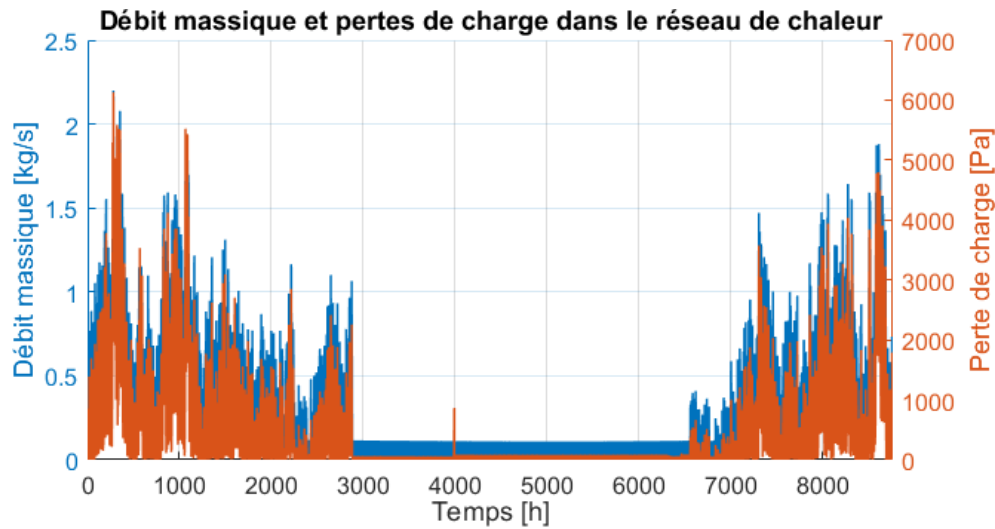


FIGURE 37 – Débit massique total et pertes de charge globales dans le réseau de chaleur

La Figure 37 représente le débit massique demandé par l'ensemble du réseau sur l'axe de gauche et la perte de charge globale sur l'axe de droite. Pour rappel, la perte de charge globale est calculée en prenant la somme des pertes de charge des conduites en série et le maximum des pertes de charge des conduites en parallèle.

La courbe de débit massique a la même forme que celle de la puissance appelée (Figure 7), ce qui est normal étant donné que la différence de température dans le réseau ne varie pas beaucoup. Cela implique que la relation entre le débit et la puissance est presque proportionnelle. La courbe de pertes de charge suit approximativement le profil de la courbe de débit, ce qui s'explique par la relation linéaire entre les logarithmes de ces deux variables.

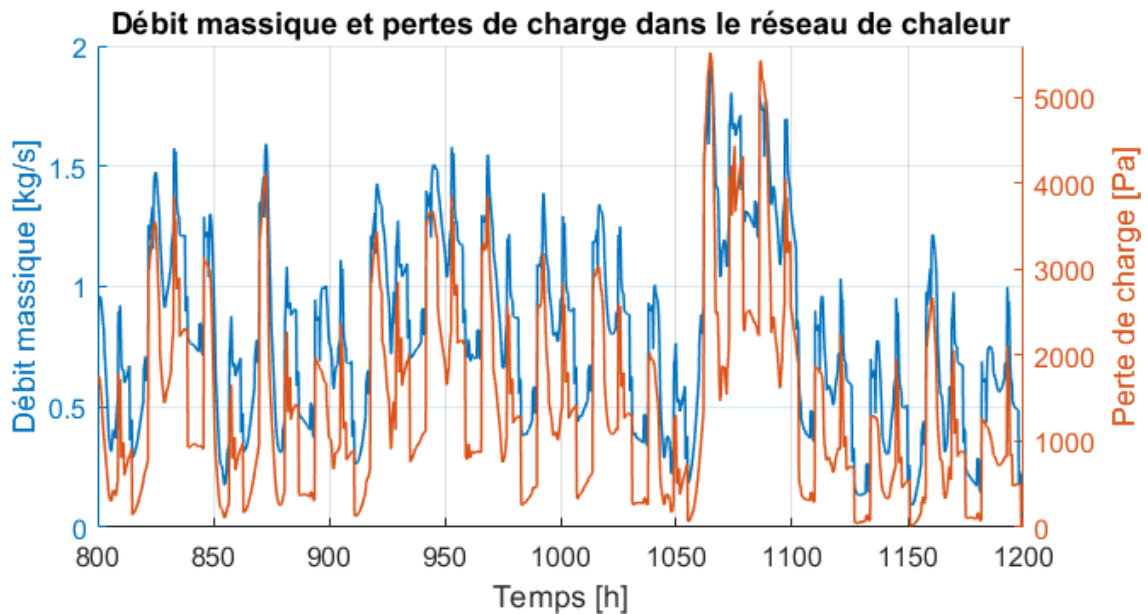


FIGURE 38 – Débit massique total et pertes de charge globales dans le réseau de chaleur durant une partie de l'hiver

Les Figures 38 et 39 montrent deux agrandissements de la Figure 37, l'un en hiver autour d'un pic de demande et le second en été, à un moment où une faible demande de chaud est observée.

Sur la Figure 38, le fait que le débit et la chute de pression ne sont pas réellement proportionnels est bien visible. Cela peut s'expliquer par la différence de méthode d'assemblage des données de chaque conduite afin d'obtenir celles pour le réseau global. En effet, les débits massiques sont additionnés pour des branches en parallèle et conservés pour des branches en série, tandis que les pertes de charge sont additionnées pour des branches en série, et pour des branches en parallèle, le maximum des résultats est conservé.

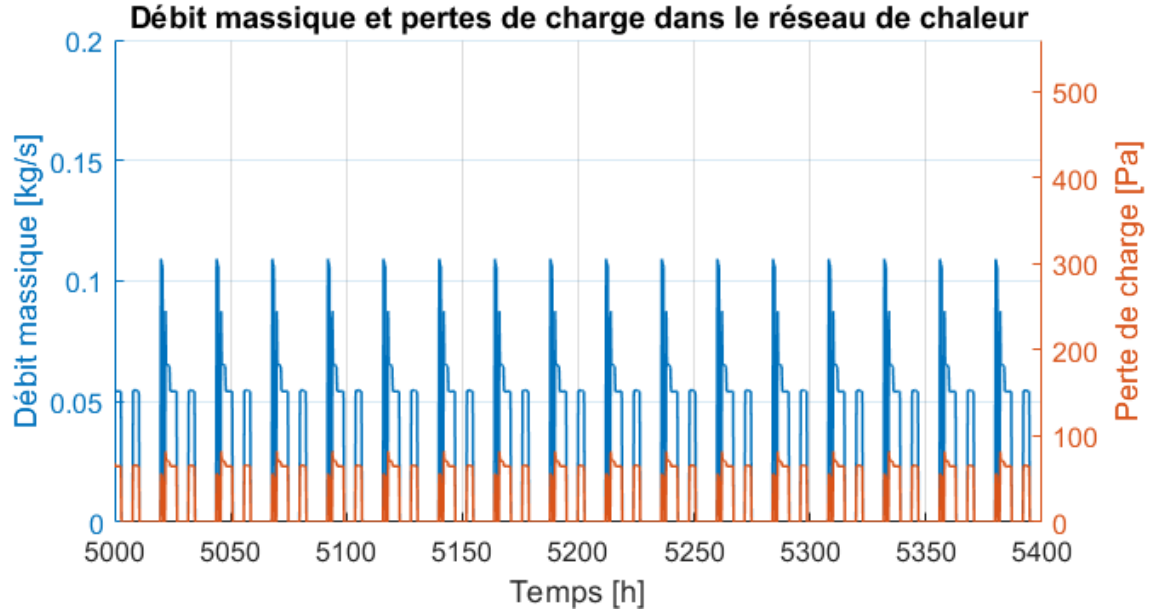


FIGURE 39 – Débit massique total et pertes de charge globales dans le réseau de chaleur durant une partie de l’été

Sur la Figure 39, les courbes ont une forme périodique car la seule demande est pour l’eau chaude sanitaire et que cette demande est la même tous les jours. Il est possible de reconnaître le premier pic pour les trois logements, suivi du deuxième un peu moins haut pour les autres bâtiments, qui décroît au fur et à mesure que la demande en eau chaude est satisfaite, et en fin de journée une dernière période de demande pour les gîtes.

Le calcul de la différence de pression entre l’entrée et la sortie du réseau de chaleur permet de calculer la puissance utile que la pompe devra fournir pour faire circuler l’eau dans le réseau. L’évolution de cette puissance est représentée à la Figure 40. Il semble évident que les puissances en jeu sont très faibles par rapport aux puissances de chaleur circulant dans le réseau vu l’échelle de ce graphe.

La forme de cette courbe en milieu d’année indique que le fait que la pompe doive toujours fonctionner en été pour chauffer l’ECS n’augmente pas beaucoup sa consommation annuelle. Cette consommation annuelle est de 2,9314 kWh, correspondant à 0,0015% des besoins en chaleur du site.

Dans chaque conduite, la perte de charge maximale atteinte pendant l’année a été isolée afin de vérifier qu’elle est acceptable. La Table 13 donne les valeurs obtenues en pascals et en millimètres de colonne d’eau par mètre de conduite.

Cela permet de vérifier que les pertes de charge restent acceptables toute l’année car leur valeur maximale pour chaque conduite est inférieure à 20 mmCE/m. Cependant, la perte de charge maximale atteinte dans la conduite *Ee1* est très proche de la limite acceptable, donc il est possible qu’elle dépasse la limite si les paramètres du modèle varient légèrement. Afin de se rendre compte de l’ampleur du problème potentiel, le

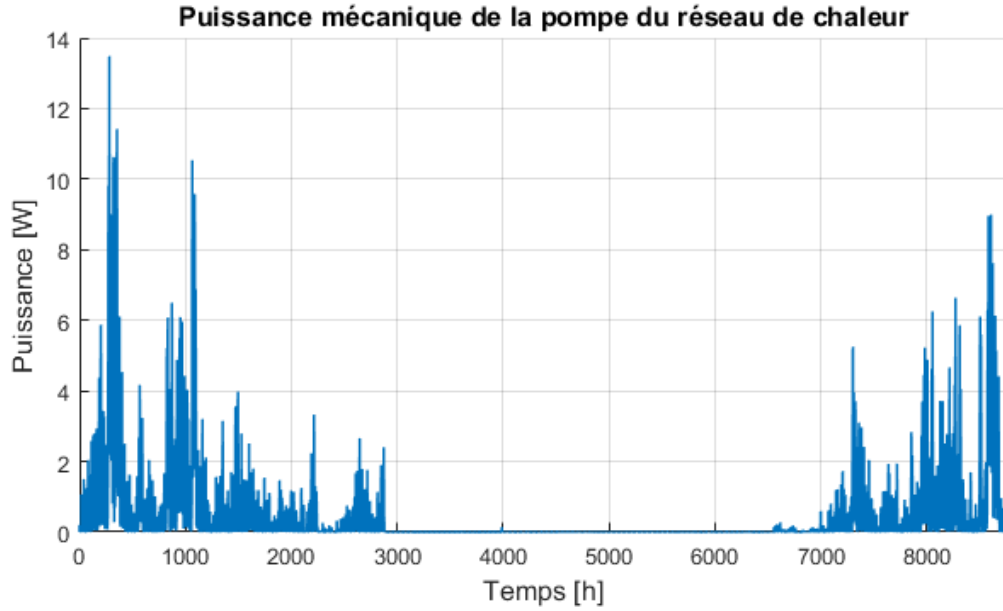


FIGURE 40 – Puissance nécessaire pour faire circuler l’eau dans le réseau de chaleur

Conduite	Perte de charge max.		Conduite	Perte de charge max.	
	[Pa]	[mmCE/m]		[Pa]	[mmCE/m]
0A	354	6,02	Bb	621	8,79
AB	1 140	6,91	Cc	842	11,93
BC	2 094	12,7	Dd	663	9,39
CD	1 879	9,39	Ee1	2 029	19,15
AE	2 246	3,74	Ee2	59	0,84
EF	2 203	4,16	Ef	1 224	4,16

TABLE 13 – Pertes de charge maximale dans chaque conduite, en pascals et en millimètres de colonne d’eau par mètre de conduite.

temps durant lequel la perte de charge est supérieure à 90% de la limite dans cette conduite est calculé. Le résultat est que la perte de charge dépasse 18 mmCE/m pendant seulement une heure sur l’année, ce qui est très peu.

Le second point important concerne les pertes de chaleur dans le réseau. Le modèle calcule les pertes pour chaque conduite et chaque sens de circulation de l’eau ; ensuite ces pertes sont additionnées pour obtenir les pertes totales présentées à la Figure 41.

La première chose à remarquer est que ces pertes sont étonnamment faibles, représentant seulement 0,33% de l’énergie transitant annuellement dans le réseau de chaleur, ce qui est largement inférieur à la limite de rentabilité habituellement fixée à 12% des besoins. La deuxième remarque est que la forme globalement sinusoïdale de la courbe est due à l’évolution sinusoïdale de la température du sol. Par ailleurs, en comparant les variations des pertes autour du profil sinusoïdal évoqué aux variations de la tempé-

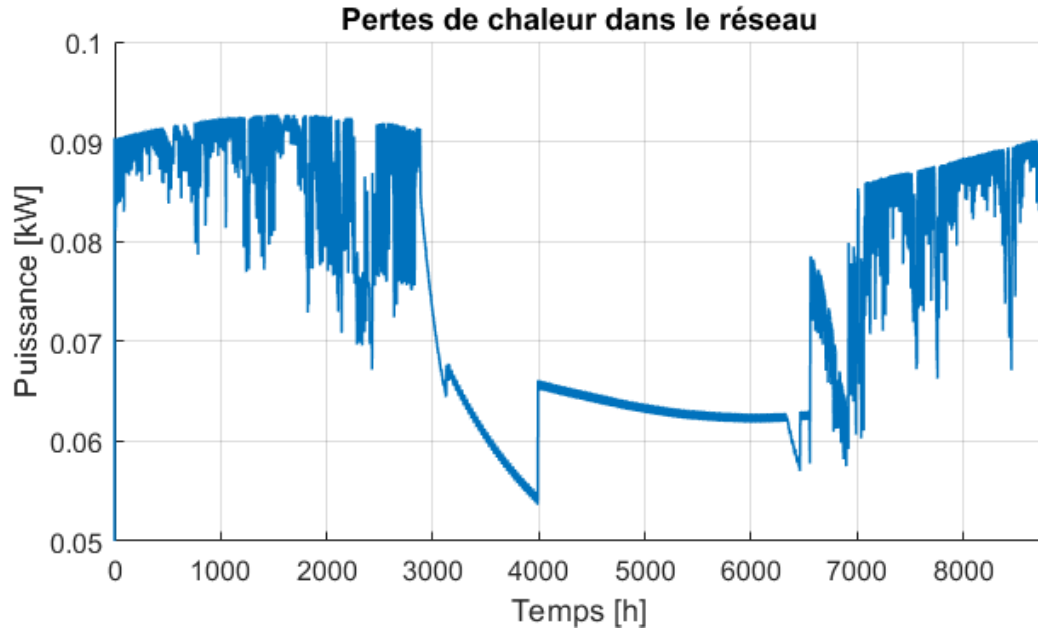


FIGURE 41 – Pertes de chaleur dans l'ensemble du réseau de chaleur

rature d'entrée de l'eau dans les sous-stations (Figure 42), une corrélation est observée. Par exemple, la forte baisse de pertes de chaleur entre 3000 et 4000 h correspond à la période où le gîte est inoccupé, ce qui implique qu'aucun débit ne circule dans cette branche et que la température de l'eau stagnant dans les conduites baisse petit à petit, faisant baisser les pertes de cette conduite. Cet effet est bien visible sur la courbe des pertes de chaleur totales parce que la branche du réseau allant jusqu'au Gîte est la branche la plus longue.

Un autre phénomène peut être remarqué à la Figure 42. Aux environs de 3500 h, la température d'arrivée baisse pour deux sous-stations (Appartement/Séminaire et Magasin/Conciergerie) alors qu'il y a toujours de la demande. Cela correspond à un moment où il n'y a aucune demande de chauffage, mais uniquement une demande en ECS, qui est faible vu la fonction et l'occupation des bâtiments desservis. Ainsi, le débit appelé est trop faible pour maintenir la température de consigne dans la masse d'eau des conduites et l'équilibre se fait à un niveau de pertes de chaleur tel que la température dans la conduite est autour de 76 °C plutôt que 80.

A noter que les graphes de la Figure 42 sont des graphes corrigés. En effet, les résultats de TRNSYS présentent des erreurs numériques comme celle montrée à la Figure 43 représentant un zoom sur la courbe de température d'arrivée dans la sous-station des gîtes.

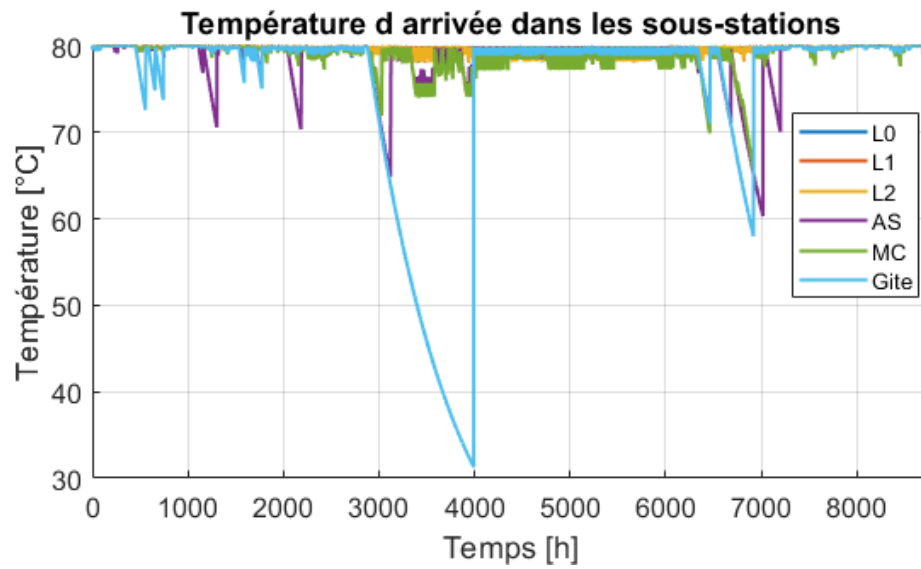


FIGURE 42 – Température d’arrivée de l’eau dans chaque sous-station du réseau de chaleur

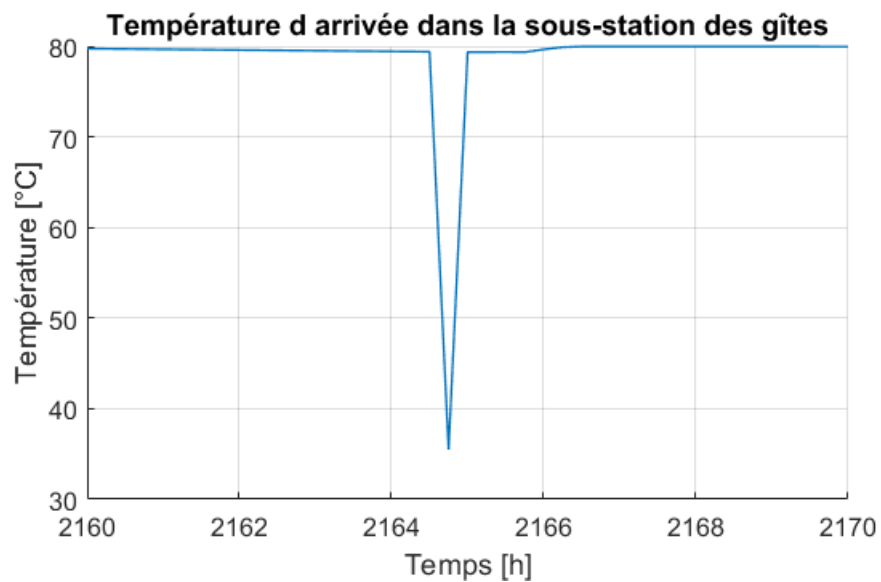


FIGURE 43 – Mise en évidence des erreurs numériques dans les résultats obtenus pour la température d’arrivée de l’eau dans la sous-station des gîtes.

## 4.3 Chaufferie

Les résultats présentés pour la chaufferie portent principalement sur le temps de fonctionnement des producteurs de chaleur, leur taux de charge et leur efficacité globale. Ce sont des valeurs qui pourront être utilisées pour comparer les performances de chaque installation potentielle.

### 4.3.1 Chaudière bois

La Figure 44 représente l'évolution de la puissance thermique produite par la chaudière au cours de l'année, ainsi que les pertes de chaleur du ballon tampon. Logiquement, la chaudière fonctionne plus souvent en hiver qu'en été. De manière générale, la puissance est maximale au moment du démarrage, afin de faire remonter la température dans le ballon, et diminue ensuite en fonction de la demande de chaleur. Le niveau de modulation minimal est visible notamment autour des 1000 h sur le graphe par un palier auquel la puissance est bloquée jusqu'à ce que la chaudière soit éteinte. Par ailleurs, les pertes du ballon sont faibles, représentant 0,46% de la puissance nominale de la chaudière.

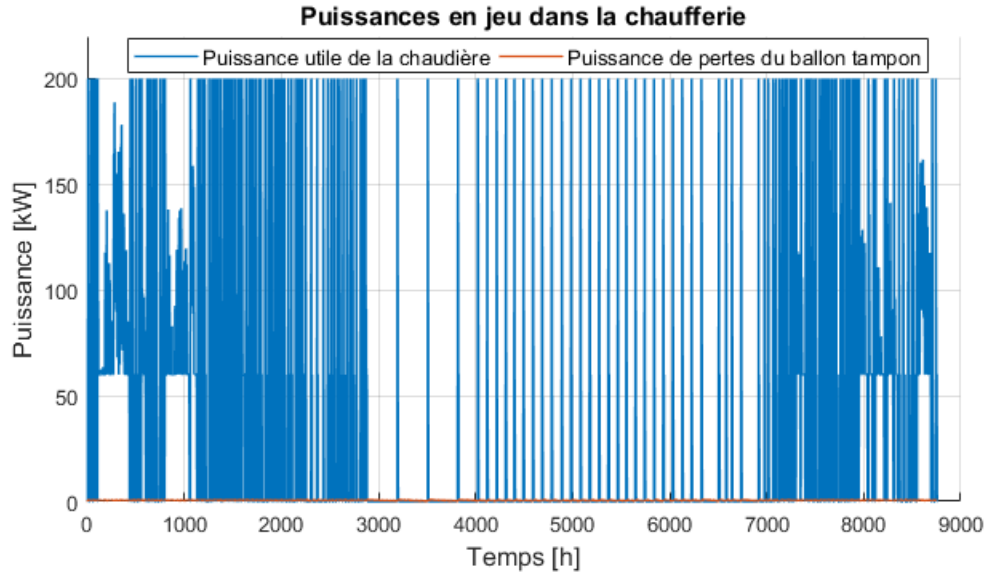


FIGURE 44 – Puissance produite par la chaudière et puissance perdue par le ballon au cours de l'année simulée.

Au total, la chaudière fonctionne durant 2748 h par an, avec un facteur de charge de 11,7% ou 1025,25 h/an, ce qui est assez faible mais attendu au vu du profil de demande du site appelant une puissance assez élevée durant un temps limité et une puissance plus faible le reste du temps. Le facteur de charge est le temps équivalent de fonctionnement à charge totale et se calcule par

$$\tau_e = \frac{E_{produit}}{P_{nominal}} \quad (42)$$



où  $E_{produit}$  est l'énergie produite par an et  $P_{nominale}$  la puissance nominale de l'installation ayant produit l'énergie. Cette valeur peut s'exprimer en heures par an ou en pourcents.

L'intégration dans le temps des profils de puissance permet d'obtenir les graphes d'énergie de la Figure 45. Ce type de graphe permet de voir plus facilement l'évolution de la demande et des consommations au cours de l'année simulée.

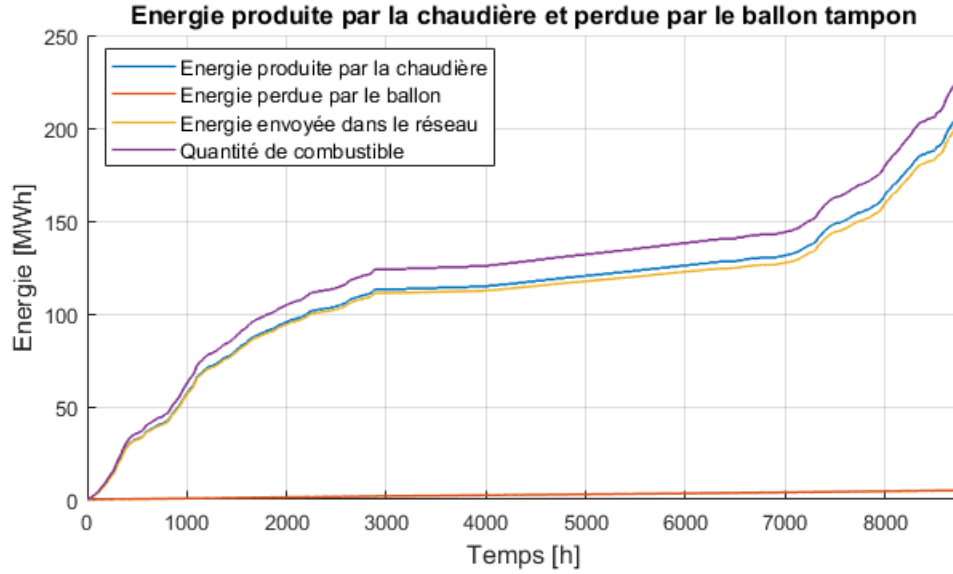


FIGURE 45 – Évolution des quantités d'énergie consommées et produites dans la chaufferie.

La pente d'une courbe étant par définition la puissance demandée au moment correspondant, lorsqu'elle est élevée la demande est importante et inversement. De plus, les proportions entre l'énergie atteinte en fin d'année par chaque courbe est une image des efficacités de chaque élément de la chaufferie. Par exemple, l'efficacité du ballon est élevée étant donné que l'énergie qu'il perd sur une année est largement plus faible que l'énergie produite.

L'efficacité globale de la production de chaleur est estimée sur l'année complète par le rapport entre l'énergie partant dans le réseau de chaleur  $E_{DHN}$  et l'énergie de combustible utilisée  $E_{fuel}$ . Cette définition prend donc en compte les pertes du ballon tampon mais pas les pertes du réseau. Le choix de cette définition d'efficacité est justifié par le fait que le réseau sera installé de toute façon, et l'étude de rentabilité se fait ici uniquement sur les différents moyens de produire l'énergie. Il n'est donc pas utile d'inclure les pertes du réseau de chaleur dans le calcul de l'efficacité de production.

Dans le cas présent, le réseau de chaleur consomme 199,736 MWh durant l'année simulée tandis que le combustible brûlé représente 224,66 MWh. Ainsi, l'efficacité globale de la chaufferie simulée est de 88,9%.

Une série de résultats permettant de juger du fonctionnement de la chaudière ont été calculés. Notamment, la chaudière s’allume 159 fois sur l’année, ce qui est assez peu puisque cela représente en moyenne moins d’un allumage tous les deux jours. Cela signifie que la stratégie de contrôle implémentée visant à réduire le nombre de phases d’allumage et d’arrêt de la chaudière est efficace. Une courbe représentant la durée de chaque période d’allumage est présentée à la Figure 46. La plus longue période de fonctionnement dure 331 h ou environ 13,8 jours tandis que la plus courte dure 6 h.

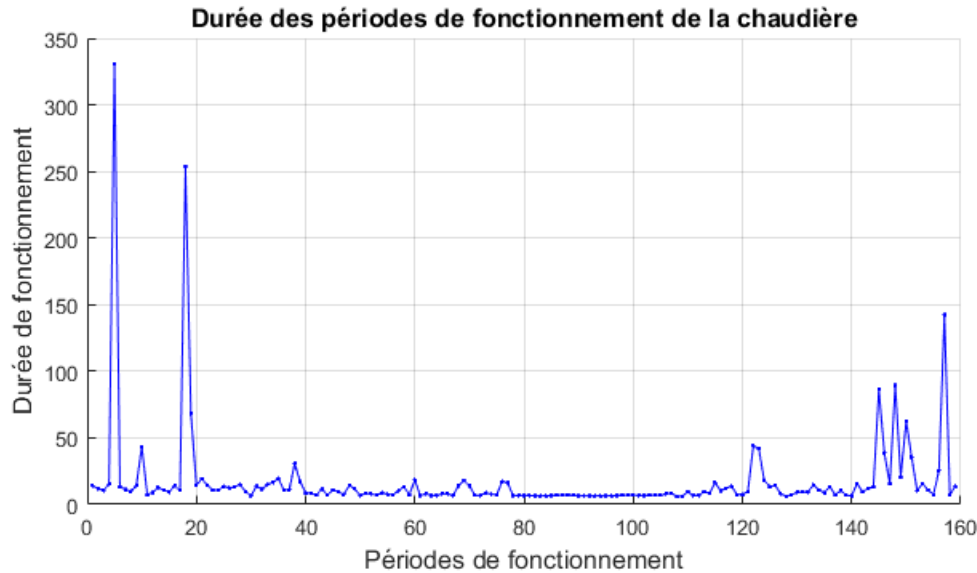


FIGURE 46 – Durée de chaque période de fonctionnement de la chaudière durant un an, dans l’ordre chronologique.

Par ailleurs, le respect de la température de consigne dans le réseau est étudié en comptant le temps durant lequel cette consigne n’est pas respectée. Une tolérance d’un demi degré a été considérée, c’est-à-dire que si la consigne est moins d’un demi degré trop faible, ce n’est pas pris en compte. Dans ce cas, la température dans le haut du ballon est trop faible durant 81 pas de temps de simulation, soit 20,25 h cumulées, et dans ces 81 pas de temps, 72 se produisent lorsque de la chaleur est appelée dans le réseau. Ainsi, considérant une tolérance de 0,5 °C dans le respect de la consigne, les bâtiments reçoivent de l’eau trop froide durant 18 h sur l’année.

La plupart de ces écarts avec la température de consigne dans le réseau de chaleur se produisent en été, au moment où la chaudière est rallumée. Cela s’explique par le fait que, dans les sous-stations, le débit circulant dans l’échangeur pour l’eau chaude sanitaire est fixé pour que l’eau en sorte à 30 °C. Or, comme la seule demande en été est pour l’eau chaude sanitaire, la différence de température entre l’aller et le retour du réseau de chaleur est très élevée, et la température dans le bas du ballon est très basse (légèrement supérieure à 30 °C). En conséquence, au moment où la chaudière se rallume, elle réchauffe l’eau du bas du ballon de 20 K et l’injecte dans le haut du ballon,

ce qui fait baisser la température de puisage du réseau jusqu'à ce que la température dans le bas du ballon tampon soit remontée suffisamment pour que les 20 K apportés par la chaudière suffisent à atteindre 80 °C en sortie.

#### 4.3.2 Cogénération : moteur à combustion interne

A la Figure 47, les graphes des puissances en jeu dans la chaufferie sont présentés. L'unité de cogénération fonctionnant 24 h/24 et ne modulant pas son débit de combustible, la courbe de puissance thermique est presque une constante. En été, la puissance fournie par l'unité de cogénération est trop importante pour les besoins en eau chaude sanitaire donc l'aérotherme fonctionne presque en permanence. Celui-ci fonctionne également quelques heures durant l'hiver. La chaudière d'appoint, elle est allumée par intermittence en hiver lorsque la puissance demandée est trop importante pour que l'unité de cogénération soit capable de maintenir la température dans le ballon tampon. Comme dans le cas de référence, les pertes de chaleur du ballon sont très faibles, représentant au maximum 0,5% de la puissance thermique installée.

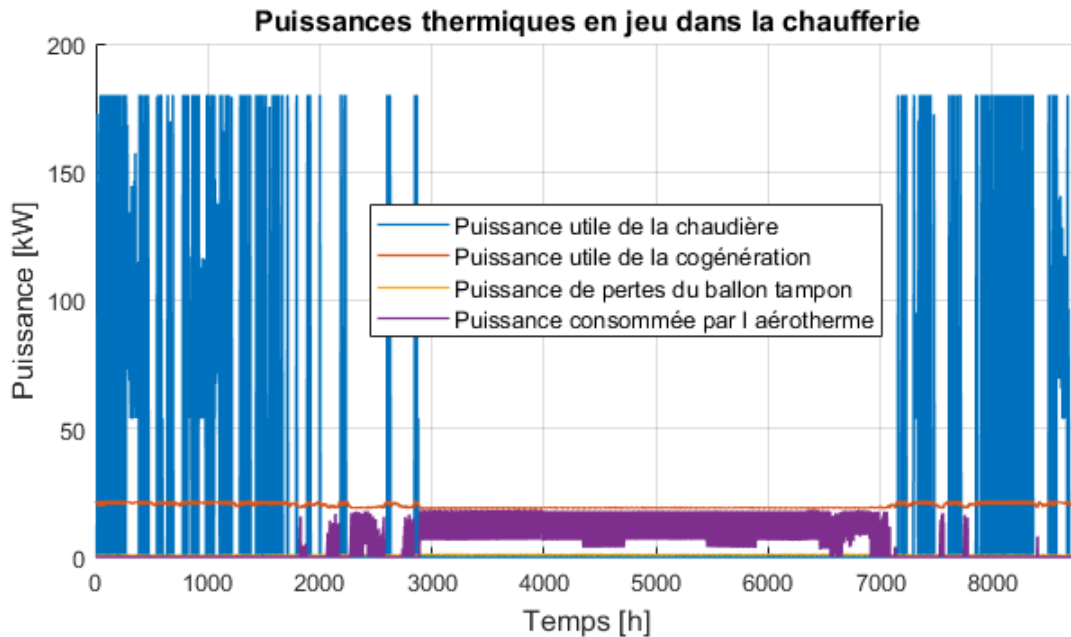


FIGURE 47 – Puissances thermiques produites par l'unité de cogénération et la chaudière, perdue par le ballon tampon et consommée par l'aérotherme.

La puissance électrique produite par le moteur à combustion interne est constante toute l'année et vaut sa valeur nominale de 9 kW. Cela est dû à l'hypothèse de l'Équation 37 selon laquelle le rendement électrique ne varie pas avec la température d'arrivée de l'eau. Par conséquent, le débit de combustible étant constant, la puissance électrique produite l'est également.

Le facteur de charge de l'unité de cogénération est de 90,34%. Il est logique que cette valeur soit élevée étant donné que l'installation fonctionne à pleine charge de combustible toute l'année. Le facteur de charge de la chaudière d'appoint est de 6,04%, ce qui est équivalent à 528,84 h/an de fonctionnement à charge nominale.

L'efficacité globale de la chaufferie est de 65,76%, tandis que l'efficacité moyenne de production d'énergie est de 80,1%, avec une évolution selon le graphe de la Figure 48. La différence entre les deux vient des pertes du ballon et majoritairement de l'énergie dissipée par l'aérotherme, qui s'élève à 62,62 MWh sur l'année simulée. L'énergie sous forme de biomasse consommée s'élève à 423,66 MWh.

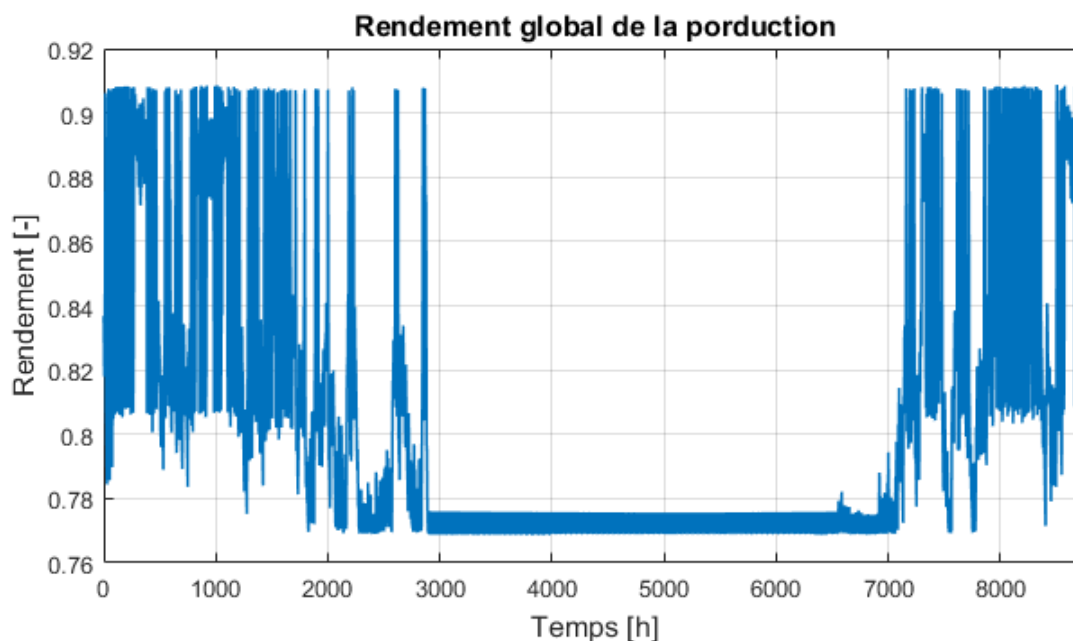


FIGURE 48 – Rendement de production d'énergie dans le cas où l'unité de cogénération par moteur à combustion interne et une chaudière d'appoint sont installées

La période durant laquelle l'efficacité de production d'énergie est plus faible, en été, est causée par l'augmentation de la température dans le ballon tampon. En effet, comme l'unité de cogénération fonctionne même en été, alors que la demande est uniquement pour l'eau chaude sanitaire, l'énergie est stockée dans le ballon, dans lequel la température augmente. Or, le rendement thermique du système diminue dans ce cas.

Le nombre de périodes durant lesquelles la chaudière d'appoint est allumée d'élève à 121. La plus longue de ces périodes dure 116,25 h tandis que la plus courte dure 2,75 h. La Figure 49 représente la durée de chaque période de fonctionnement dans l'ordre chronologique.

Dans le cas présent, la température de consigne dans le réseau est parfaitement respectée. Cela peut être expliqué par le fait que l'unité de cogénération ne s'éteint pas, ce qui implique que la température dans le bas du ballon tampon ne descend pas autant

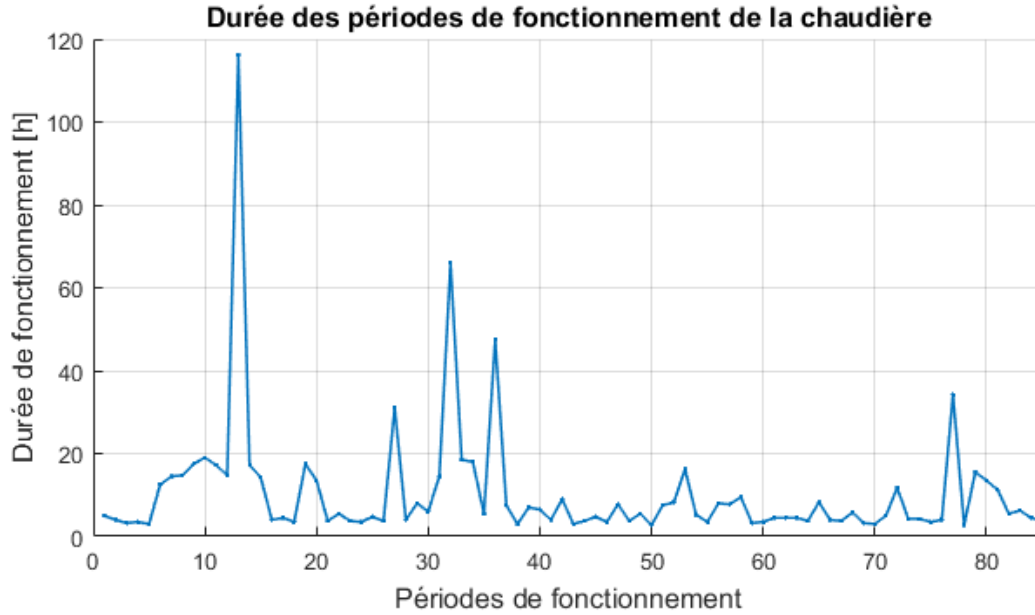


FIGURE 49 – Durée de chaque période de fonctionnement de la chaudière d’appoint durant un an, dans l’ordre chronologique, dans le scénario de cogénération par moteur à combustion interne.

que dans le cas de la chaudière biomasse. Par ailleurs, même si elle descendait autant, le fait que deux producteurs de chaleur soient mis en série implique que l’ensemble est capable de fournir une différence de température de plus de 20 K à ses bornes, ce qui réduit la probabilité que la température en sortie soit plus faible que la consigne pour le réseau de chaleur.

#### 4.3.3 Cogénération : moteur Stirling

##### Une unité de cogénération de 50 kW thermiques

Les puissances thermiques produites par l’unité de cogénération et la chaudière, ainsi que celle perdue par le ballon tampon sont présentées à la Figure 50.

Comme dans les autres cas, le temps de fonctionnement des producteurs de chaleur en été est logiquement plus faible qu’en hiver. En été, la chaudière s’allume en même temps que l’unité de cogénération à chaque fois, à cause du fait que la température dans le bas du ballon est très faible et qu’il faut fournir plus de 20 K pour la faire remonter à un niveau acceptable pour le haut du ballon. Les pertes par le ballon représentent dans cette configuration au maximum 0,43% de la puissance thermique installée.

La Figure 51 représente la puissance électrique produite par le moteur Stirling. Ce profil suit les périodes d’allumage de l’unité de cogénération, mais la puissance résultant est plus variable car elle dépend des rendements thermique et électrique instantanés de l’unité de cogénération. Les moments où l’efficacité électrique du système est la plus élevée est l’été parce que l’eau arrive plus froide du réseau de chaleur.

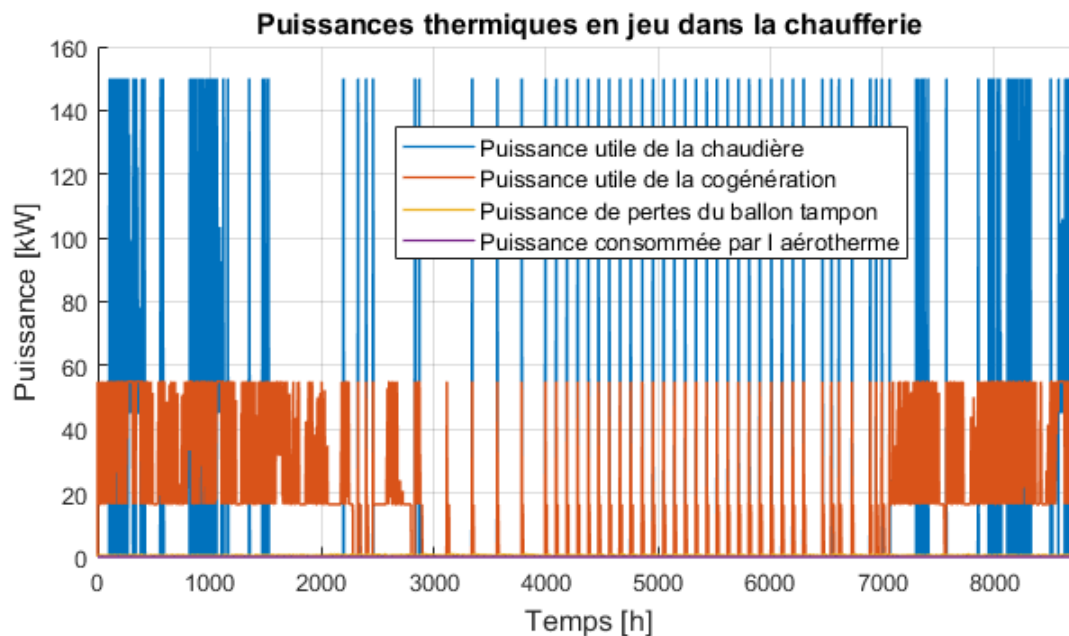


FIGURE 50 – Puissances en jeu dans la chaufferie dans le cas où une unité de cogénération fonctionnant avec un moteur Stirling est installée.

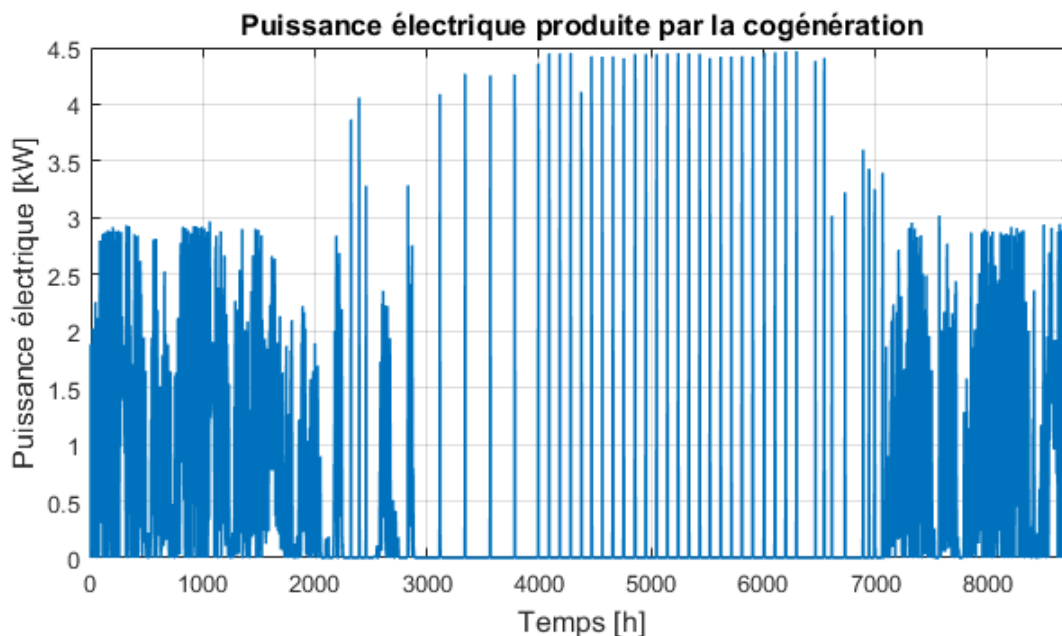


FIGURE 51 – Puissance électrique produite par l'unité de cogénération par moteur Stirling.

L'unité de cogénération fonctionne durant 4989,5 h, avec un facteur de charge de

32,91% (2882,5 h/an à charge nominale). En ce qui concerne la chaudière d'appoint, son facteur de charge est de 3,53% pour 717,75 h de fonctionnement.

Le rendement global de la chaufferie est de 79,36% et celui de la production de chaleur est en moyenne de 81,37%. L'évolution de ce dernier rendement est tracée à la Figure 52. Les endroits sur le graphe où la courbe est interrompue correspondent aux moments où l'unité de cogénération est éteinte. Dans ce cas, la puissance de combustible est nulle et le rendement n'est pas défini.

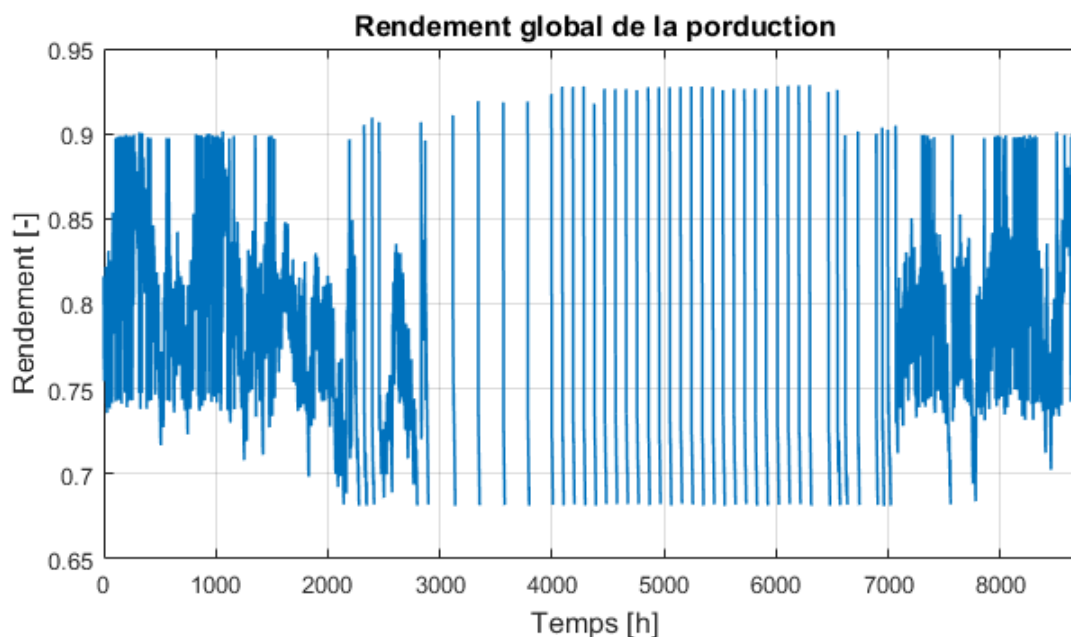


FIGURE 52 – Rendement de production d'énergie dans le cas où une unité de cogénération par moteur Stirling et une chaudière d'appoint sont installées.

L'unité de cogénération s'allume et s'éteint 43 fois sur l'année simulée. La durée des périodes d'allumage est comprise entre 12,5 et 2278 h et son évolution chronologique est indiquée sur le graphe de gauche de la Figure 53. De même, pour la chaudière d'appoint, cette évolution est présentée sur le graphe de droite de la même Figure. Cette chaudière s'allume 105 fois pour les durée allant de 1,75 à 55,25 h.

Dans la configuration présente, la température dans le haut du ballon tampon est inférieure de plus de 0,5 °C à la consigne du réseau de chaleur durant 58 pas de temps de simulation, soit 14,5 h. Si seuls les moments où une demande de chaleur est observée sont pris en compte, ce nombre se réduit à 2 pas de temps ou une demi-heure par an durant laquelle l'eau arrivant dans les sous-stations n'est pas assez chaude, ce qui est très raisonnable.

### Deux unités de cogénération de 50 kW thermiques en série

La Figure 54 représente les puissances produites par l'ensemble des deux unités de

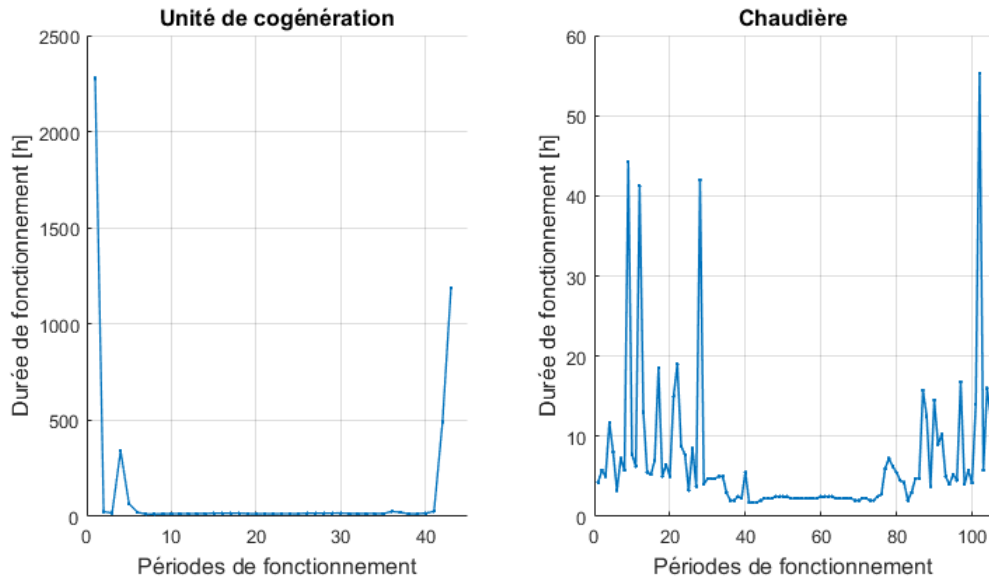


FIGURE 53 – Durée de chaque période de fonctionnement des producteurs de chaleur durant un an, dans l'ordre chronologique, dans le cas où une unité de cogénération par moteur Stirling est installée.

cogénération et par la chaudière ainsi que la puissance de pertes du ballon tampon qui représentent 0,41% de la puissance thermique installée. La puissance consommée par l'aérotherme est nulle.

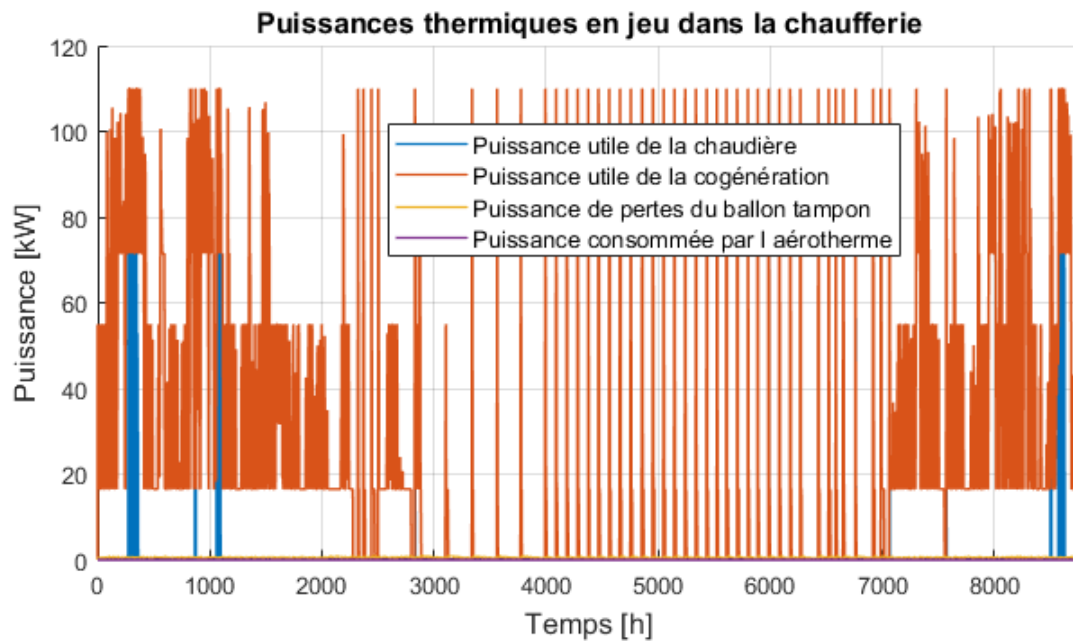


FIGURE 54 – Puissances en jeu dans la chaufferie dans le cas où deux unités de cogénération fonctionnant avec un moteur Stirling sont installées.



La puissance électrique produite, présentée à la Figure 55, atteint des valeurs environ deux fois plus élevées que dans le cas précédent (Figure 51) étant donné que la puissance installée est deux fois plus grande. Cependant, la puissance électrique produite n'atteint jamais 9 kW, probablement parce que les deux unités de cogénération ne fonctionnent jamais à pleine charge en même temps.

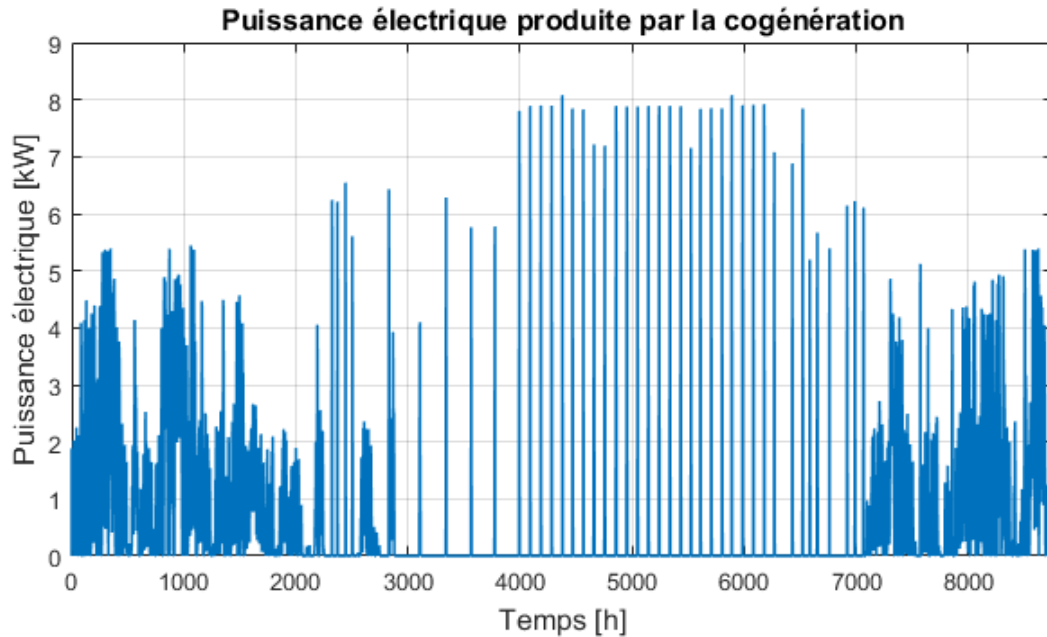


FIGURE 55 – Puissance électrique produite par les deux unités de cogénération par moteur Stirling installées.

L'unité de cogénération principale fonctionne durant 4838,75 h tandis que la seconde fonctionne 1277,25 h. Le facteur de charge pour l'ensemble des deux unités est de 20,72%. La chaudière d'appoint quant à elle fonctionne 119,25 h avec un facteur de charge de 0,6%. Le rendement de production d'énergie est présenté à la Figure 56. Sa moyenne est de 79,43%. Le rendement global de cette configuration de chaufferie est quant à lui de 77,48%.

Les données concernant les périodes d'allumage des différents producteurs de chaleur sont présentées à la Figure 57.

L'unité de cogénération principale a 44 périodes d'allumage allant de 8,5 à 2278 h. La seconde unité de cogénération s'allume 82 fois et la durée de ses périodes de fonctionnement va de 2,5 à 162,5 h. Enfin, les périodes de fonctionnement de la chaudière d'appoint sont au nombre de 22; la plus courte dure 1,25 h et la plus longue 16 h.

Du point de vue de la température de départ dans le réseau de chaleur, la température du ballon tampon est, dans cette configuration, toujours acceptable lorsqu'il y a une demande de chaleur, si une tolérance de 0,5 °C est considérée. Avec la même tolérance, la température du ballon est trop basse durant 8 pas de temps, mais comme

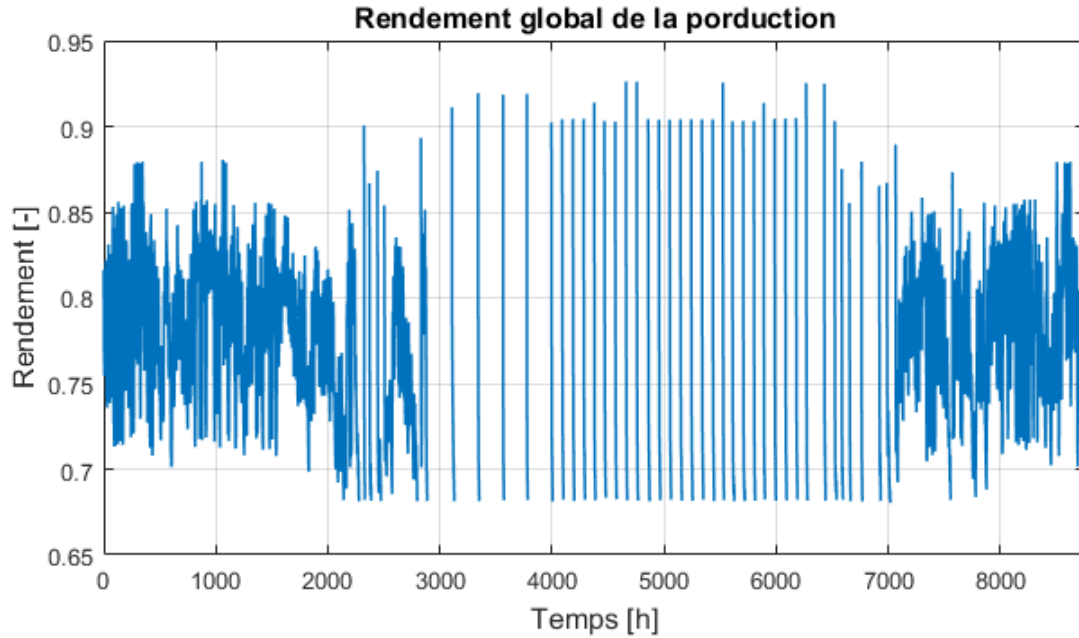


FIGURE 56 – Rendement de production d’énergie dans le cas où deux unités de cogénération par moteur Stirling et une chaudière d’appoint sont installés.

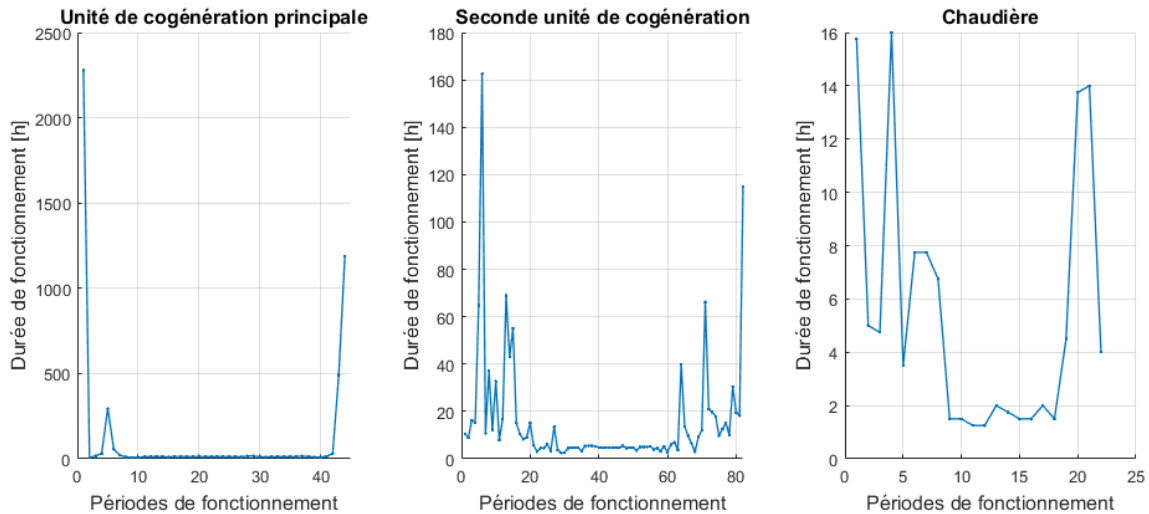


FIGURE 57 – Durée de chaque période de fonctionnement des producteurs de chaleur durant un an, dans l’ordre chronologique, dans le cas où deux unités de cogénération par moteur Stirling sont installées.

ce sont des moments où le débit dans le réseau de chaleur est nul, cela n’a aucun impact sur les bâtiments.

## 4.4 Rentabilité

Afin de déterminer la rentabilité de chaque option envisagée, la première étape est de déterminer le coût associé à ces options. Les coûts d'installation des chaudières et de la cogénération avec moteur à combustion interne ainsi que le prix des combustibles et de l'électricité sont repris de l'étude réalisée par A+ concept. Les hypothèses considérées sur les paramètres dépendant du marché sont détaillées dans la Table 14.

Prix de l'électricité	€/kWh	0,189
Prix des plaquettes de bois	€/kWh	0,025
Prix des pellets	€/kWh	0,04
Prix des certificats verts	€/CV	65
Taux d'actualisation	%	2

TABLE 14 – Prix des énergies considérés pour le calcul de rentabilité.

Un prix de 590 €/kW installé a été considéré pour la chaudière et les installations à prévoir autour, à partir des informations recueillies par le bureau d'étude A+ concept. De la même manière, le coût de 35 000 € est considéré pour un silo de 40 m<sup>3</sup>. L'investissement pour l'unité de cogénération *Spanner* et les installations liées est fixé à 115 000 € tandis que pour une unité de cogénération *Pellematic e-max* il est fixé à 47 000 € à partir des données fournies par ÖkoFEN. Dans ce montant, le moteur Stirling compte pour 22 000 €.

Les coûts de maintenance sont également repris de données collectées par A+ concept. Ils sont définis par heure de fonctionnement de chaque machine. Pour le moteur à combustion interne et le gazéifieur, ce coût s'élèvera à 1,95 €/h tandis que pour les chaudières et les unités de cogénération avec un moteur Stirling, un entretien toutes les 2500 h de fonctionnement est nécessaire, avec un minimum de deux entretiens par an. Le prix de cet entretien est estimé à 1500 €, ce qui donne 0,6 €/h si la chaudière fonctionne plus de 5000 h par an, ce qui est rare. Le moteur Stirling est normalement entièrement assuré pendant 10 ans, son entretien n'a donc pas été compté dans le prix de maintenance.

Le calcul du nombre de certificats verts octroyés est supposé égal au plafond défini dans la législation relative aux demandes de réservation de certificats verts introduites à partir du 1er janvier 2015, à savoir 2,5 CV/MWh électrique produit [11].

Le rentabilité de chaque cas envisagé est évaluée à partir de sa valeur actualisée nette. Cela signifie que l'avantage économique de chaque option après un nombre d'années pré-défini est calculé, en tenant compte du taux d'actualisation. La formule permettant de calculer cette valeur est

$$VAN = \frac{A}{\psi} - C_0 \quad (43)$$

où  $VAN$  est la valeur actualisée nette de l'investissement envisagé,  $A$  la rentrée d'ar-

gent annuelle découlant de cet investissement, en l'occurrence les économies réalisées.  $C_0$  est l'investissement initial et  $\psi$  le coefficient de rente (*annuity factor*) défini par

$$\psi = \frac{d}{1 - (1 + d)^N} \quad (44)$$

avec  $d$  le taux d'actualisation et  $N$  le nombre d'année sur lesquelles l'investissement est réparti.

La Table 15 reprend les différents résultats utiles au calcul de rentabilité ainsi que les résultats de ce calcul.

		Référence	<i>Spanner</i>	<i>Pellematic</i> <i>e-max</i> 1 unité	<i>Pellematic</i> <i>e-max</i> 2 unités
Combustible		Pellets	Plaquettes	Pellets	Pellets
Puissance chaudière	kW	200	180	150	100
Puissance th cogénération	kW	0	22	50	100
Puissance el cogénération	kW	0	9	4,5	9
RÉSULTATS DE SIMULATION					
Besoins en biomasse	kWh/an	224 660	423 658	256 400	264 258
Production électrique	kWh/an	0	78 840	3 740	5 006
Nb de certificats verts	-	0	197	9	13
Efficacité chaufferie	%	88,9	65,76	79,36	77,48
INVESTISSEMENT					
Chaudière	€	118 000	106 200	88 500	59 000
Silo	€	35 000	35 000	35 000	35 000
Cogénération	€	0	115 000	47 000	94 000
<b>Total</b>	€	153 000	256 200	170 500	188 000
COÛTS DE FONCTIONNEMENT					
Coût biomasse	€/an	8 986	10 591	10 256	10 570
Économies électricité	€/an	0	14 901	707	946
Certificats verts	€/an	0	12 812	608	814
Maintenance	€/an	3 000	20 082	5 994	6670
<b>Total</b>	€/an	11 986	2 961	14 935	15 480
RENTABILITÉ					
Surinvestissement	€	Référence	103 200	17 500	35 000
Economie	€/an	Référence	9 025	-2 949	-3 494
<b>VAN 20 ans</b>	ans	Référence	44 375	-65 715	-92 130

TABLE 15 – Synthèse du calcul de rentabilité des différentes options envisagées.

Il est clair d'après les valeurs actualisées obtenues que la seule option économiquement rentable parmi les trois ayant été étudiées est l'installation d'une unité de cogénération *Spanner*, car les autres solutions envisagées ont une valeur actualisée nette

négative, ce qui signifie qu'en les mettant en pratique dans les conditions envisagées par cette étude, l'investisseur perdrait de l'argent.

Malheureusement, la technologie rentable a une efficacité énergétique vraiment faible par rapport aux trois autres, en raison de son manque de flexibilité. Du point de vue énergétique, la meilleure solution parmi les quatre présentées à la Table 15 est le cas de base. C'est aussi la technologie la plus simple à installer et la mieux développée. Elle est donc plus fiable.

Si l'efficacité de la chaudière est plus élevée que celle de chacune des unités de cogénération, malgré le meilleur rendement théorique de ces dernières, c'est parce que le site n'est pas adapté à l'installation des systèmes étudiés, en tout cas actuellement. En effet, pour que le moteur Stirling soit efficace, il faudrait que la température de retour de l'eau de réseau de chaleur soit plus faible, ce qui ne serait possible qu'en adaptant le système d'émission de chaleur dans chaque bâtiment pour remplacer les radiateurs à haute température.

Dans le cas de la technologie de gazéification, un profil de demande plus constant sur l'année, largement plus élevé en été, serait nécessaire pour augmenter son efficacité énergétique.

## 5 Conclusion

Ce travail de fin d'études a pour but de déterminer la rentabilité économique de l'installation, sur le domaine St Roch à Couvin, d'une unité de cogénération à la biomasse en lieu et place d'une chaudière fonctionnant avec le même combustible. Ce domaine est constitué de plusieurs bâtiments dans lesquels huit zones ont été définies selon leur destination. Ces bâtiments sont reliés par un micro réseau de chaleur à la chaufferie centralisée dont la puissance nominale est de 200 kW, .

Une première étude de faisabilité a été précédemment réalisée par le bureau d'études A+ concept. Sur base des résultats de cette étude, un modèle dynamique du site est développé afin de déterminer plus précisément les économies inhérentes à l'installation d'une unité de cogénération.

Dans un premier temps, le modèle développé a été décrit. L'étape initiale a été d'identifier le profil de demande de chaque zone à l'aide d'un bilan thermique très simplifié. Certaines hypothèses se sont révélées éloignées de la réalité, mais justifiées par la simplification qu'elles entraînaient, permettant d'obtenir un résultat dans le temps imparti tout en restant conscient des biais qu'elles génèrent dans les résultats.

La demande déterminée, l'étape suivante a été de modéliser le réseau de chaleur établissant la liaison entre le système de production et chacun des systèmes de distribution de la chaleur. Le tracé de ce réseau ainsi que son dimensionnement étaient déjà réalisés dans l'étude de faisabilité préalable.

Ensuite, un modèle de chaufferie a été mis en place, avec un producteur de chaleur fonctionnant à la biomasse, un ballon tampon et une vanne trois voies pour le départ du réseau de chaleur. Finalement, la production de chaleur a été déclinée en plusieurs options à comparer.

Tout d'abord, le cas de base a été modélisé, dans lequel une chaudière biomasse remplit l'entièreté des besoins thermiques du réseau de chaleur. Cette chaudière, d'une puissance de 200 kW, est contrôlée par un contrôleur différentiel définissant un hystérésis sur la température dans le haut du ballon tampon.

La deuxième version représente une unité de cogénération gazéifiant le bois pour l'injecter dans un moteur à combustion interne. Cette technologie est très peu flexible dans le sens où elle ne peut pas s'arrêter et redémarrer automatiquement. Par conséquent, lorsque la demande est plus faible que sa puissance thermique pendant une longue période, la chaleur produite doit être évacuée, quitte à être émise à l'extérieur.

La seconde technologie étudiée est une chaudière biomasse sur laquelle un moteur Stirling a été ajouté. Deux cas ont été envisagés. Dans le premier une unité de cogénération est installée et dans le second cas deux unités sont installées en série.

Le comportement des unités de cogénération est défini par des efficacités en série modélisant la dépendance de ses performances à plusieurs paramètres comme la température d'arrivée de l'eau. Le contrôle de chacune de ces unités est réalisé, comme pour la chaudière, par un contrôleur différentiel.

Dans un second temps, les résultats de simulation sont présentés. Le profil de de-

mande de chaque bâtiment est commenté, ainsi que le profil global du site. L'évolution de la température intérieure des zones en fonction de leur température de consigne est analysée en parallèle avec les profils de gains et de demande afin de déterminer si le modèle développé est fiable. Suivant le même objectif, une étude paramétrique est menée. Elle permet de vérifier que le modèle réagit de la manière attendue lorsque les paramètres importants varient.

Les résultats concernant le réseau sont principalement liés aux pertes thermiques et aux pertes de charge. Leur ordre de grandeur est vérifié afin de garantir qu'il respecte les limites acceptables. De plus, la puissance mécanique nécessaire à la circulation de l'eau dans le réseau de chaleur est calculée à partir des pertes de charge.

Au niveau des différents producteurs de chaleur, leur rendement de production est calculé, ainsi qu'un rendement de chaufferie prenant en compte les pertes de chaleur du ballon tampon. Par ailleurs, certaines statistiques caractérisant leur fonctionnement sont mises en avant, comme par exemple le temps de fonctionnement, le nombre d'arrêts sur une année ou le facteur de charge.

Il s'est avéré que les hypothèses ayant été faites dans la modélisation des bâtiments étaient trop éloignées de la réalité pour que le comportement simulé soit conforme au comportement réel envisageable dans un bâtiment. Cependant, le profil de demande général obtenu est suffisamment réaliste pour que les résultats du modèle donnent une idée générale du comportement des systèmes étudiés, à défaut d'une évaluation précise.

Selon les résultats obtenus, la seule solution de cogénération économiquement rentable pour ce site est la technologie de gazéification du bois en vue de l'injecter dans un moteur à combustion interne. Cependant, le bilan énergétique de cette option n'est pas idéal étant donné qu'une partie de la chaleur produite n'est pas utilisée. Si l'objectif est de combiner les aspects de rentabilité économique et ceux de production d'énergie responsable, alors la meilleure solution est d'installer une chaudière biomasse uniquement, du moins tant que le profil de demande du site reste dans l'état actuel.

Dans le cas où la situation changerait, le modèle développé est adaptable assez facilement pour être réutilisé. De même, dans le cas où la piste de l'installation d'une unité de cogénération sur ce site serait poursuivie, il est possible de mettre au point une adaptation plus exacte du modèle actuel, à condition de pouvoir réaliser des tests ou recueillir des informations ciblées sur les technologies étudiées.

## Références

- [1] Bureau d'étude A+ concept. Etude de faisabilité : Réseau de chaleur sur le domaine st roch, couvin. 2018.
- [2] Pierre Dewallef. Renewable energy course. Liège University, 2016.
- [3] Francesco Patuzzi, Dario Prando, Stergios Vakalis, Andrea Maria Rizzo, David Chiaramonti, Werner Tirlor, Tanja Mimmo, Andrea Gasparella, and Marco Barattieri. Small-scale biomass gasification chp systems : Comparative performance assessment and monitoring experiences in south tyrol (italy). *Energy*, 112 :285 – 293, 2016.
- [4] C. Tagliaferri, S. Evangelisti, R. Clift, and P. Lettieri. Life cycle assessment of a biomass chp plant in uk : The heathrow energy centre case. *Chemical Engineering Research and Design*, 133 :210 – 221, 2018.
- [5] E. Bocci, M. Sisinni, M. Moneti, L. Vecchione, A. Di Carlo, and M. Villarini. State of art of small scale biomass gasification power systems : A review of the different typologies. *Energy Procedia*, 45 :247 – 256, 2014. ATI 2013 - 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association.
- [6] Evelyn Cardozo, Catharina Erlich, Anders Malmquist, and Lucio Alejo. Integration of a wood pellet burner and a stirling engine to produce residential heat and power. *Applied Thermal Engineering*, 73(1) :671 – 680, 2014.
- [7] Fédération Rurale de Wallonie. *Des réseaux de chaleur... Pourquoi, pour qui ?*, 2012. [www.frw.be](http://www.frw.be), consulté en mai 2018.
- [8] Pascale MAES. Réseaux de chaleur principes, atouts et enjeux. *Techniques de l'ingénieur Techniques du bâtiment : Le chauffage*, 2014.
- [9] Energie +. *Auditer rapidement l'eau chaude sanitaire*, 2018. [www.energieplus-lesite.be](http://www.energieplus-lesite.be), consulté en mai 2018.
- [10] Romain Bonabe de Rougé. *Modélisation des solutions de micro-cogénérations en vue de leur intégration optimale au sein des bâtiments*. PhD thesis, Mines Paris-Tech, 2018.
- [11] Commission wallone pour l'énergie. 2015. [www.cwape.be](http://www.cwape.be), consulté en juin 2018.