
Récupération et stockage souterrain de la chaleur d'un centre de données

Auteur : Cordier, Corentin

Promoteur(s) : Charlier, Robert; Attia, Shady

Faculté : Gembloux Agro-Bio Tech (GxABT)

Diplôme : Master en bioingénieur : sciences et technologies de l'environnement, à finalité spécialisée

Année académique : 2017-2018

URI/URL : <http://hdl.handle.net/2268.2/5110>

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.



RÉCUPÉRATION ET STOCKAGE SOUTERRAIN DE LA CHALEUR D'UN CENTRE DE DONNEES

Corentin CORDIER

TRAVAIL DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER
BIOINGENIEUR EN SCIENCES ET TECHNOLOGIES DE L'ENVIRONNEMENT

ANNÉE ACADÉMIQUE 2017-2018

CO-PROMOTEURS : S. ATTIA ET R. CHARLIER

© Toute reproduction du présent document, par quelque procédé que ce soit, ne peut être réalisée qu'avec l'autorisation de l'auteur et de l'autorité académique de Gembloux Agro-Bio Tech.

Le présent document n'engage que son auteur.



RÉCUPÉRATION ET STOCKAGE SOUTERRAIN DE LA CHALEUR D'UN CENTRE DE DONNEES

Corentin CORDIER

TRAVAIL DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER
BIOINGENIEUR EN SCIENCES ET TECHNOLOGIES DE L'ENVIRONNEMENT

ANNÉE ACADÉMIQUE 2017-2018

CO-PROMOTEURS : S. ATTIA ET R. CHARLIER

Remerciements

Ce travail de fin d'étude n'aurait été possible sans le soutien de nombreuses personnes.

Je tiens tout d'abord à remercier vivement mes promoteurs, Robert Charlier pour avoir proposé un sujet de TFE aussi passionnant et m'avoir guidé tout au long de ce travail, et Shady Attia pour ses critiques constructives et son investissement.

Par la même occasion, merci à Vincent Garroy et Cédric Liénart pour leur disponibilité et leurs réponses à mes nombreuses questions.

Un grand merci également à Pierre Dewaleff pour son expertise ainsi qu'à Olivier Bultot pour la visite de la chaufferie centrale et les explications données.

J'adresse mes remerciements à l'Administration des Ressources Immobilières et en particulier à Nathalie Schnackers pour les informations fournies à propos des bâtiments étudiés.

Merci également à Gilles Colman pour son aide précieuse et pour avoir bien voulu me guider dans l'utilisation de Lagamine, ainsi qu'à Virginie Higuët pour ses conseils avisés.

Un grand merci à ma famille et à Dasha pour la relecture ainsi que pour leur soutien et leurs encouragements durant ces 5 années d'études.

Pour terminer, je tiens à remercier l'ensemble des personnes que je n'aurais pas citées et ayant contribué de près ou de loin à ce travail.

Résumé

Comme tout centre de données, le Service Général d'Informatique de l'université de Liège (SEGI) consomme une quantité importante d'électricité pour alimenter ses serveurs et assurer leur refroidissement. La quasi-totalité de cette électricité est transformée en chaleur et rejetée dans l'atmosphère. Ce travail étudie la possibilité de récupérer cette énergie pour le chauffage d'un bâtiment voisin, l'Institut Montefiore. Le système proposé utilise une pompe à chaleur pour permettre de relever la température de cette chaleur fatale ainsi que d'un stockage inter-saisonnier de celle-ci dans le sol au moyen de forages géothermiques.

L'évolution des besoins en chauffage de l'Institut au cours de l'année ont tout d'abord été simulés avec le logiciel DesignBuilder. En parallèle, les systèmes de refroidissement du SEGI ont été étudiés afin de déterminer la quantité et les caractéristiques de la chaleur récupérable. Les données obtenues ont ensuite permis de dimensionner le réservoir souterrain de chaleur et son échangeur géothermique. Le logiciel Lagamine a été utilisé pour modéliser les transferts de chaleur par conduction dans le sol afin de déterminer l'influence de la configuration de l'échangeur ainsi que la longueur totale de puits nécessaire.

Les résultats ont montré que la quantité de chaleur émise par le SEGI s'avère bien plus importante qu'attendu et est du même ordre de grandeur que les besoins en chauffage de l'Institut. Cependant, plusieurs contraintes s'opposent à cette récupération. Premièrement, la demande ne suit pas la production de chaleur. Une faible proportion de la chaleur produite peut donc être immédiatement utilisée, ce qui justifie la mise en place du réservoir de chaleur. Ensuite, plusieurs systèmes de refroidissement fort différents contribuent au refroidissement du centre de données. Ceux-ci utilisent tantôt un circuit d'eau, tantôt de l'air, ce qui empêche la récupération de la totalité de la chaleur par un seul et même dispositif en conservant la stratégie de pilotage actuelle. Enfin, la chaleur étant émise à très faible température, seule une modification des refroidisseurs rend sa récupération possible au niveau des condenseurs à une température suffisante pour permettre son transfert vers le réservoir. Une température moyenne annuelle à l'intérieur du réservoir de près de 20°C a pu être atteinte sous cette condition.

L'échangeur géothermique ayant un impact important sur le prix de l'installation, celui-ci a ensuite été évalué en fonction de la longueur de forages installée. Le recyclage de la chaleur du SEGI s'est révélé plus coûteux que le chauffage actuel. Ce dispositif peut cependant permettre de diminuer drastiquement les émissions de CO₂ du système de chauffage : 60% d'entre elles peuvent être supprimées avec une longueur totale de 3500 m de puits.

Mots clés : pompe à chaleur, centre de données, stockage saisonnier de chaleur, chaleur fatale, échangeur géothermique, Sart Tilman

Summary

Like any data center, the 'Service Général d'Informatique' of the University of Liège (SEGI) consumes a significant amount of electricity to power its servers and ensure their cooling. Almost all this electricity is transformed into heat and released into the atmosphere. This work is studying the possibility of recovering this energy for the heating of a neighbouring building, the Montefiore Institute. The proposed system uses a heat pump to measure the temperature of this fatal heat and its inter-seasonal storage in the soil through geothermal drilling.

The evolution of the Institute's heating needs throughout the year was first simulated with the DesignBuilder software. In parallel, the SEGI's cooling systems have been studied to determine the amount and characteristics of recoverable heat. The data obtained then made it possible to size the underground heat reservoir and its geothermal heat exchanger. The Lagamine software was used to model the conduction heat transfer in the soil to determine the impact of the configuration of the geothermal heat exchanger as well as the total length of wells needed.

The results showed that the amount of heat emitted by the SEGI is much larger than expected and is of the same order of magnitude as the heating needs of the Institute. However, there are several constraints to this recovery. First, the heat demand and production curves do not match. A small portion of the heat generated can therefore be used immediately, that justifies the installation of the heat reservoir. Then, several different cooling systems contribute to the cooling of the data center. These sometimes use a water circuit, sometimes air, which prevents the recovery of all heat by a single device while maintaining the current control strategy. Finally, the heat being emitted at a very low temperature, only a modification of the coolers would allow its recovery at the condensers at a temperature sufficiently high to allow its transfer to the tank. An average annual temperature of nearly 20 ° C inside the tank could be reached under this hypothesis.

As the geothermal heat exchanger has a significant impact on the price of the installation, the cost was hence evaluated for different total lengths of drillings. The recycling of the SEGI's heat was more expensive than the current heating system. This device can, however, drastically reduce the CO₂ emissions of the heating system: 60% of them can be removed with a total length of 3500 m of wells.

Keywords: heat pump, data center, seasonal heat storage, fatal heat, ground thermal exchanger, Sart Tilman

Table des matières

I.	Introduction	1
II.	Etat de l'art.....	1
	1. Centre de données.....	1
	1.1. Contexte.....	1
	1.2. Modes de refroidissement.....	3
	1.3. Chaleur récupérable.....	5
	2. Géothermie.....	5
	2.1. Définition.....	5
	2.2. Classification	6
	2.3. Systèmes	6
	2.4. Stockage de chaleur	8
	2.5. Température du sol non perturbé	10
	2.6. Matériau de remplissage	10
	2.7. Résistance de forage	11
	2.9. Test de réponse thermique.....	12
	3. Pompe à chaleur	13
	3.1. Fonctionnement.....	13
	3.2. Coefficient de performance	14
III.	Hypothèses, matériels et méthodes	16
	1. Présentation du cas d'étude	16
	2. Démarche générale.....	16
	3. SEGI	18
	4. Institut Montefiore	20
	4.1. Présentation du bâtiment	20
	4.2. Hypothèses et limites du modèle	20
	4.3. Modélisation	20
	4.4. Pompe à chaleur et stratégie de chauffage	21
	5. Réservoir de chaleur	21
	5.1. Paramètres physiques du sol	21
	5.2. Equations	24
	5.3. Dimensionnement de l'échangeur géothermique.....	25
IV.	Résultats et discussion	28
	1. SEGI	28
	1.1. Systèmes actuels de refroidissement et régulation.....	28

1.2. Consommation et quantité de chaleur émise	34
1.3. Modifications nécessaires.....	36
2. Institut Montefiore	37
2.1. Analyse de la situation existante et création du modèle.....	37
2.2. Résultats de la modélisation	45
3. Réservoir de chaleur	49
3.1. Chaleur stockée.....	49
3.2. Capacité du réservoir	51
3.3. Détermination du maillage	52
3.4. Température du fluide caloporteur	57
3.5. Nombre de forages	59
3.6. Distance entre forages.....	62
3.6. Température moyenne du réservoir.....	64
3.7. Comportement du réservoir	65
4. Cout du système	68
4.1. Cout économique.....	68
4.2. Cout environnemental	72
V. Perspectives et conclusion.....	74
Bibliographie	i
Annexes.....	v

Index des figures

Figure 1 - Disposition typique des installations d'un centre de calcul (Joshi et Kumar, 2012).	2
Figure 2 - Répartition de la consommation électrique d'un centre de données (Johnson et Marker, 2009).	3
Figure 3 - Séparation en allées chaudes et allées froide (Nada et al., 2016).	4
Figure 4 - Schéma des différentes méthodes d'extraction de la chaleur géothermique avec : système fermé (échangeurs horizontaux (A) et verticaux (B)) et système ouvert (C) (Sanner, 2011).	7
Figure 5 - Schéma des différents types d'échangeurs avec (A) tubes en simple U, (B) tube spiralé et (C) tubes en double U (Li et al., 2016).	7
Figure 6 - Diagramme des systèmes permettant d'exploiter la chaleur géothermique (De Boever et al, 2012).	8
Figure 7 - Schéma des différentes composantes de la résistance de forage.	12
Figure 8 - Mise en place du test de réponse thermique (Gehlin, 2002).	13
Figure 9 - Schéma du cycle de compression de vapeur et diagramme pression-enthalpie (Naicker, 2015).	14
Figure 10 - Comparaison des coûts des différents systèmes de chauffage (Buckley et al., 2015).	15
Figure 11 - Position du Service Général d'Informatique, de l'Institut Montefiore et du réservoir de chaleur (GoogleEarth©).....	16
Figure 12 - Schéma global du système.	17
Figure 13 - Plan du Service Général d'Informatique.....	19
Figure 14 - Carte géologique du Sart Tilman (Radioti et al., 2016).	22
Figure 15 - Température du sol non perturbé mesuré par fibre optique (Radioti et al., 2017).	23
Figure 16 - Configurations des différents échangeur testés avec : 1 puits (A), 9 puits (B), 25 puits (C) et 37 puits (D).....	27
Figure 17 - Modèle de l'échangeur de 37 puits.	28
Figure 18 - Vue aérienne du SEGI avec : bouches d'entrée (1) et de sortie (2) du free cooling, point de rejet de la chaleur des CRACs (point X) (3) et point de rejet de la chaleur du LCP (4).	29
Figure 19 - Schéma du système de free cooling.	30
Figure 20 - Allée froide (gauche) et chaude (droite) du SEGI.	31
Figure 21 - Schéma du système CRAC.	32
Figure 22 - Schéma du système LCP.	33
Figure 23 - Puissances consommées par les compresseurs (A), les groupes de ventilation (B) et chaleur rejetée (C) par le système de free cooling.	34
Figure 24 - Moyennes mensuelles des consommations des dispositifs intérieurs des trois systèmes de refroidissement.....	35
Figure 25 - Evolution de la quantité de chaleur évacuée durant l'année.....	36
Figure 26 - Condenseur à air (droite) et condenseur à eau avec tour de refroidissement (gauche) (©Energieplus).....	37
Figure 27 - Vue d'ensemble de l'Institut Montefiore (GoogleEarth©).....	38
Figure 28 - Découpage de l'Institut Montefiore en zones (Plans d'architecte, 1975).....	39
Figure 29 - Modèle 3D de l'Institut Montefiore.	41
Figure 30 - Composition de l'enveloppe : parois verticales (A) et toitures (B).....	42
Figure 31 - Besoins horaires en chauffages de l'Institut Montefiore durant une année (stratégie de chauffage n°1).....	45
Figure 32 - Besoins horaires en chauffages de l'Institut Montefiore durant une année (stratégie de chauffage n°2).....	46

Figure 33 - Monotone de chauffage (Stratégie de chauffage n°2).	47
Figure 34 - Schéma de fonctionnement du cycle EVI. (Cours Eduscol (2015)).	48
Figure 35 - Comparaison entre les besoins en chauffage de l'Institut Montefiore et la production de chaleur du SEGI.	49
Figure 36 - Schéma des différents flux échangés par le système.	49
Figure 37 - Quantité de chaleur excédentaire (positif) et puissance supplémentaire nécessaire pour combler les besoins en chauffage de l'Institut (négatif).	50
Figure 38 - Quantité annuelle de chaleur fournie à l'Institut Montefiore par l'exploitation du réservoir de chaleur en fonction de la puissance de l'échangeur géothermique.	51
Figure 39 - Quantité cumulée de chaleur injectée dans le réservoir pour 3 capacités d'échangeur géothermique : 1400 kW (A), 200 kW (B) et 100 kW (C).	52
Figure 40 - Modèle axisymétrique.	53
Figure 41 - Comparaison entre les résultats fournis par le modèle de ligne infinie (A) et le modèle en 3D de Radioti et al. (2018) (B).	55
Figure 42 - Evolution de la température de la paroi du forage pour les modèles axisymétriques.	56
Figure 43 - Evolution de la température de la paroi du forage pour les modèles plans.	56
Figure 44 - Augmentation de température du sol en fonction de la distance par rapport à la paroi du forage après une année d'injection.	57
Figure 45 - Différence entre la température initiale du sol et celle du fluide à la sortie du puits en fonction du flux linéique.	59
Figure 46 - Evolution de la température du fluide caloporteur pour le modèle comportant 1 puit.	60
Figure 47 - Evolution de la température du fluide caloporteur pour les 4 modèles avec une distance de 6 m entre les puits.	61
Figure 48 - Répartition de la température à l'intérieur du réservoir en fonction du rayon après 200 jours d'exploitation (vue en coupe selon l'axe Ox).	62
Figure 49 - Evolution de la température du fluide caloporteur pour les 4 modèles avec une distance de 3 m entre les puits.	62
Figure 50 - Evolution de la température du fluide caloporteur pour les 4 modèles avec une distance de 9 m entre les puits.	63
Figure 51 - Evolution de la température du fluide caloporteur avec des flux linéiques en exploitation et injection limités respectivement à 70 et 26 W.m ⁻¹ .	64
Figure 52 - Evolution de la température moyenne du réservoir et de celle du fluide à la sortie du puits central lors de la phase de charge.	65
Figure 53 - Répartition de la température à l'intérieur du réservoir après 1 an de charge.	66
Figure 54 - Déperditions thermiques du réservoir durant les 5 premières années d'exploitation.	67
Figure 55 - Température du fluide caloporteur à la sortie du puits central et d'un puits périphérique durant la phase de charge (0 à 287 jours) et deux années d'exploitation.	67
Figure 56 - Evolution de la température moyenne du réservoir et du sol à 1, 2, 12 et 21 m des puits périphériques durant la phase de charge et 5 années d'exploitation.	68
Figure 57 - Cout par kWh de la chaleur fournie au Montefiore en fonction de la longueur totale de l'échangeur géothermique.	71
Figure 58 - Cout par kWh de la chaleur fournie par le réservoir en fonction de la longueur totale de l'échangeur géothermique.	71
Figure 59 - Répartition de la production d'électricité du mix énergétique belge pour l'année 2017 (ELIA).	72
Figure 60 - Emissions de CO ₂ de 3 dispositifs de chauffage.	73

Index des tableaux

Tableau 1 - Puissance maximum pouvant être exploitée par unité de longueur d'échangeur géothermique ($W.m^{-1}$) pour une durée de fonctionnement équivalente à 1800 heures à pleine puissance (MIS 3005).....	26
Tableau 2 - Résistance thermique du puits pour différents matériaux de remplissage (Radioti et al., 2016).....	26
Tableau 3 - Affectations principales des différentes zones de l'Institut Montefiore.....	40
Tableau 4 - Largeur (en m) des mailles des modèles axisymétriques (A) et plan (P) en fonction de la distance par rapport à la paroi du forage.....	53
Tableau 5 - Extremum de températures du fluide caloporteur en fonction du nombre de puits et de la distance entre eux.....	64
Tableau 6 - Coûts liés aux différentes parties de l'échangeur géothermique.....	69
Tableau 7 - Emissions de gaz à effet de serre des différents moyens de production d'électricité (Rapport du GIEC 2014).....	72

Abréviations

BHE	Borehole heat exchanger
PAC	Pompe à chaleur
COP	Coefficient de performance
COPA	Coefficient de performances annuel
SPF	Facteur de performance saisonnier
UPS	Uninterruptible power supply
UTES	Underground Thermal Energy Storage
TRT	Test de réponse thermique
CRAC	Computer room air conditioning
LCP	Liquid cooling package
EVI	Enhance Vapour Injection
ATES	Aquifer thermal energy storage
BTES	Borehole thermal energy storage
SEGI	Service Général d'Informatique

I. Introduction

Le nombre et la puissance des centres de données s'est développé à un rythme remarquable ces dernières années, propulsés par les demandes d'externalisation des entreprises, l'augmentation croissante des usages numériques ou encore le développement du cloud computing. Tous ces échanges dématérialisés entraînent cependant des consommations d'énergie bien réelles et la quantité d'électricité nécessaire pour alimenter ces serveurs n'a cessé de croître. De ce fait, l'empreinte écologique des centres de données est elle aussi en pleine expansion. Deux axes majeurs peuvent être mieux maîtrisés pour limiter leur impact environnemental : d'une part leur consommation d'électricité (que ce soit en améliorant leur efficacité énergétique ou en privilégiant les sources renouvelables), et d'autre part leur production de chaleur. C'est à ce second élément que nous nous intéressons dans cette étude.

La quasi-totalité de l'énergie électrique consommée par les serveurs étant finalement rejetée sous forme de chaleur, leur refroidissement est devenu un poste lui aussi très énergivore. Diverses utilisations peuvent être faites de cette chaleur, mais l'une des pistes les plus prometteuses est le chauffage de bâtiments. Toutefois, il existe deux freins majeurs à sa récupération : premièrement, cette chaleur est souvent rejetée à une faible température et, deuxièmement, l'essentiel des besoins en chauffage des bâtiments se concentrent sur une partie de l'année, alors que la production de chaleur des centres de données est, elle, généralement constante.

Dans ce travail, le cas concret du centre de données du Service Général d'Informatique (SEGI) de l'Université de Liège est étudié. La récupération de cette chaleur est combinée à une pompe à chaleur ainsi qu'un stockage inter-saisonnier dans le sous-sol au moyen d'un échangeur géothermique. La chaleur est ensuite utilisée pour le chauffage de l'Institut Montefiore, lui aussi situé sur le campus.

L'objectif est de déterminer de quelle façon il serait possible de recycler cette chaleur avec les systèmes actuels, sans modification majeure des installations. Le système de refroidissement du SEGI et les besoins énergétiques de l'Institut seront tout d'abord étudiés séparément. Les données fournies par ces analyses seront ensuite utilisées pour dimensionner le réservoir et son échangeur géothermique, proposer une stratégie de pilotage du système et enfin simuler le comportement du réservoir à plus long terme.

II. Etat de l'art

1. Centre de données

1.1. Contexte

On appelle centre de données ou "data centers" les grandes installations qui abritent des équipements de calcul et de stockage informatiques dans des conditions contrôlées (température, humidité, poussières, etc.) permettant leur fonctionnement optimal (Ebrahimi et al., 2014) (Figure 1). Ces équipements peuvent être des ordinateurs centraux, serveurs, baies de stockage, équipements réseaux et de télécommunication, etc. (Sun et Lee, 2006). Le matériel informatique est regroupé dans des enceintes métalliques appelées "racks". Cette structure physique contient les serveurs mais peut aussi intégrer des systèmes de refroidissement, UPS¹, appareil de réseau, etc.

¹ *Uninterruptible Power Supply*, ou *Alimentation Sans Interruption* en français : dispositif permettant de fournir au matériel informatique un courant stable le protégeant des microcoupures et des fluctuations de puissance transitoires. Les systèmes UPS des centres de données servent également de dispositifs de stockage d'énergie permettant aux générateurs de secours d'avoir le temps de démarrer lors de panne de courant.

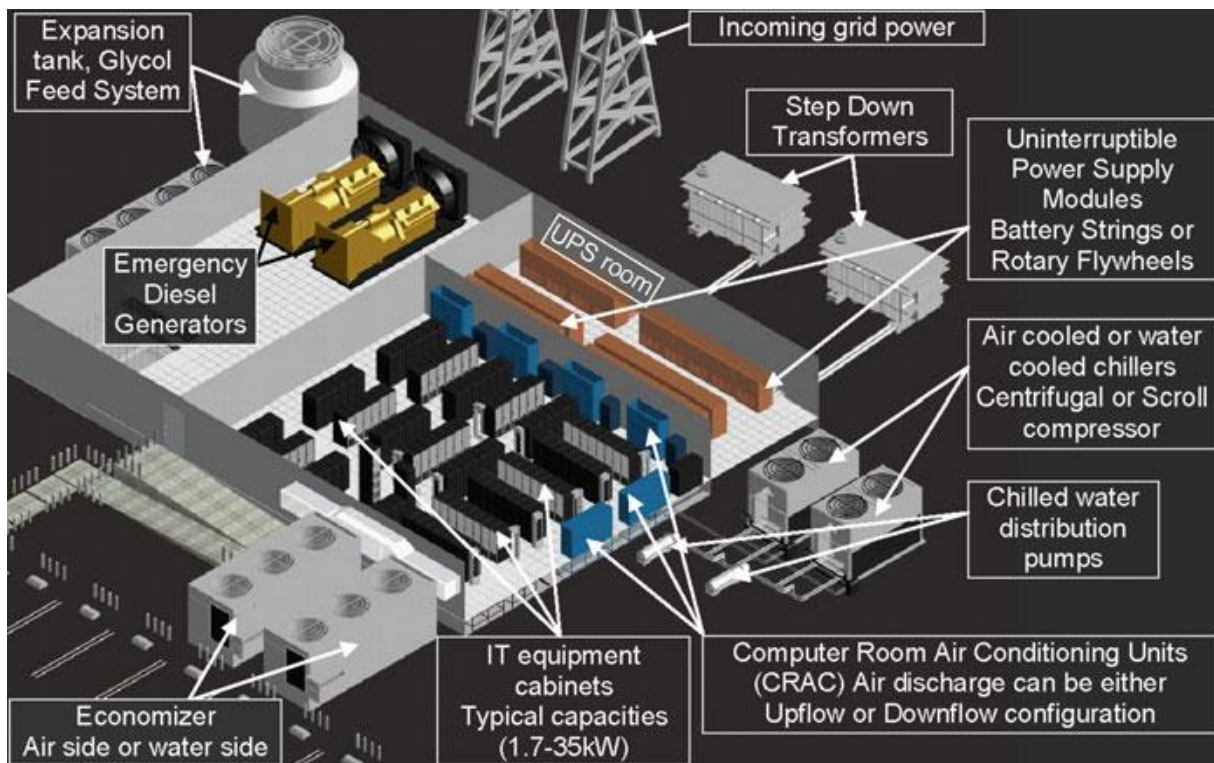


Figure 1 - Disposition typique des installations d'un centre de calcul (Joshi et Kumar, 2012).

Propulsé par une demande croissante pour certaines applications de transactions électroniques (telles que services financiers, commerce électronique, communications et divertissements sur internet, dossiers médicaux électroniques pour soins de santé, ou encore cloud computing), ce type d'installation a connu un développement important ces dernières décennies (Joshi et Kumar, 2012). Cette croissance considérable va de pair avec une consommation d'énergie et des émissions accrue de la part de ces dispositifs. En effet, même si les performances et la puissance de calcul des équipements informatiques se sont considérablement améliorés, la demande pour le traitement de données augmente actuellement plus rapidement que la technologie liée au traitement de donnée n'évolue (Nada et al., 2014). Les centres de données peuvent ainsi s'avérer 40 fois plus énergivores que des immeubles de bureaux standards (Haywood et al, 2012), avec des installations nécessitant des puissances allant jusqu'à plusieurs dizaines de MW pour les plus importantes.

On estime ainsi que 1.1 à 1.5% de l'électricité produite dans le monde en 2010 était dédiée au fonctionnement d'un centre de données (Koohey, 2011). Un rapport de 2007 de l'Agence de Protection de l'Environnement américaine montre que la consommation des centres de données a doublé entre 2000 et 2005 et qu'une telle croissance n'est pas soutenable (US EPA, 2007). Concernant l'Europe, la consommation des centres de données était estimée à 56 milliards de kilowattheures pour l'année 2007, avec 104 TWh par an attendu en 2020 (Commission européenne, 2008).

Dans ces conditions, le refroidissement des centres de données est devenu de plus en plus compliqué et coûteux. Même si les pourcentages renseignés varient quelque peu, la littérature s'accorde sur le fait que le refroidissement de ces bâtiments et des serveurs qu'ils abritent constitue un poste très énergivore (Kant, 2009 ; Koohey et al 2011 ; Woodruff et al., 2014). Selon Ebrahimi et al. (2015), dans un centre de données classique, seule 40 à 50% de l'énergie est dédiée aux équipements informatiques, 30 à 40% étant consommée par les systèmes de refroidissement et le reste par d'autres dispositifs comme les unités de conversion et de distribution d'énergie et l'éclairage (Figure 2).

De plus, il est primordial que le centre de données soit maintenu opérationnel à tout moment et sans temps d'arrêt pour certaines applications critiques, ce qui nécessite de prévoir plusieurs redondances dans les dispositifs d'alimentation et de refroidissement.

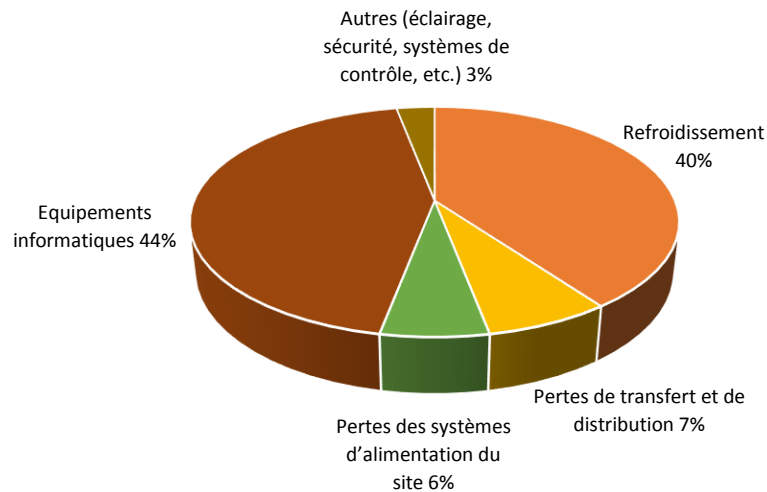


Figure 2 - Répartition de la consommation électrique d'un centre de données (Johnson et Marker, 2009).

1.2. Modes de refroidissement

La demande accrue pour ce type d'équipement a également conduit à produire des modules de plus en plus compacts. De ce fait, l'énergie dégagée par ces dispositifs a considérablement augmenté et atteint plusieurs milliers de watts par mètres carrés pour les centres de nouvelle génération (Rasmussen, 2005). La gestion d'une telle production de chaleur est l'un des aspects les plus contraignant dans la conception d'un centre de données. En effet, à titre de comparaison, les systèmes de conditionnement traditionnels de pièces de tailles similaires ne travaillent qu'avec quelques dizaines de watts par mètres carrés de chaleur (Rambo et Joshi., 2007).

Refroidissement des serveurs

Différentes techniques existent pour refroidir le matériel informatique. Lu et al. (2011) distinguent deux grandes catégories selon le médium utilisé pour absorber la chaleur au niveau du serveur : le refroidissement à air et le refroidissement liquide. Le refroidissement à air est encore le plus couramment utilisé à l'heure actuelle. Dans la configuration la plus fréquemment rencontrée, la salle qui abrite les serveurs est séparée en allées chaudes et allées froides tel que représenté à la Figure 3. Un de ces couloirs sert à insuffler l'air froid à travers les serveurs, tandis que le second aspire l'air chaud à l'arrière de ceux-ci. L'air frais est la plupart du temps produit par des dispositifs appelés CRACs (Computer Room Air Conditioning Units) qui transfèrent la chaleur de l'air échauffé à un circuit d'eau glacée. La chaleur captée par cette eau est finalement rejetée dans l'atmosphère via des refroidisseurs, des aéroréfrigérants ou une tour de refroidissement, souvent situés à l'extérieur du bâtiment, sur le toit ou le long de celui-ci. Une source d'eau fraîche comme une rivière dans un climat froid peut également être utilisée pour réduire les coûts de refroidissement.

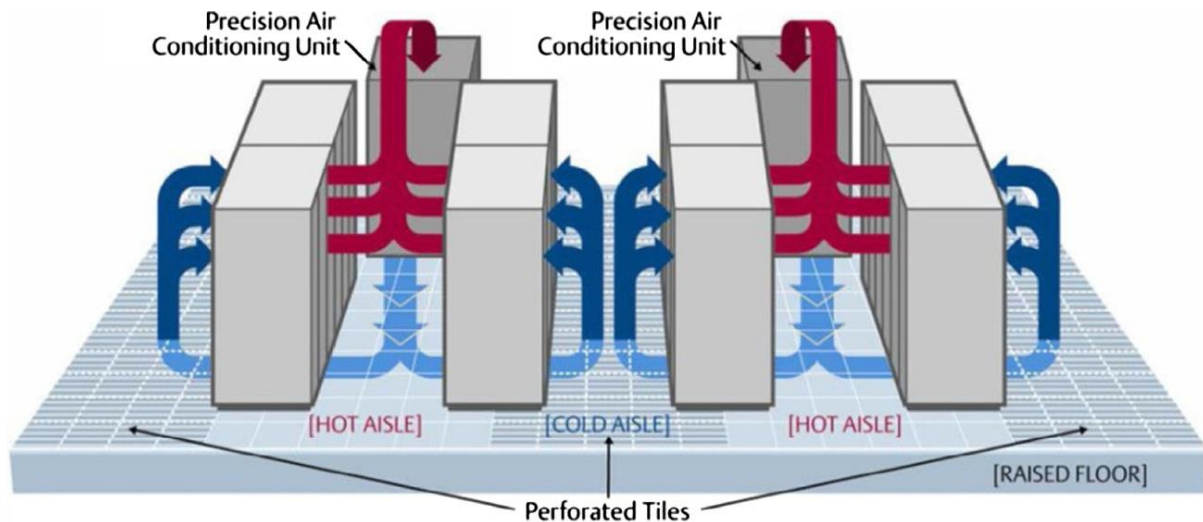


Figure 3 - Séparation en allées chaudes et allées froide (Nada et al., 2016).

L'utilisation de liquides pour refroidir le matériel informatique est moins courante mais présente un potentiel très intéressant. En effet, dans les nouveaux centres de données, les niveaux de puissance deviennent difficiles à gérer uniquement avec des CRACs (Ebrahimini et al., 2014). Un liquide est alors utilisé à la place de l'air pour absorber la chaleur des composants informatiques, par exemple en les immergeant dans un bain d'huile. Cette méthode a l'avantage de diminuer les coûts de refroidissement.

En effet, du fait de leur capacité thermique bien plus importante que celle de l'air, l'utilisation de liquides limite l'apparition de points chauds et offre un meilleur transfert de chaleur, ce qui permet de travailler avec de plus petites différences de températures et donc une température bien plus importante du fluide injecté. La chaleur générée par ce type d'installations est en outre de bien meilleure qualité que celle du système classique et peut donc être réutilisée plus facilement. La température du liquide rafraichissant les serveurs peut atteindre des valeurs allant jusqu'à 60°C avec ce type de refroidissement (Ebrahimini et al., 2014).

Une troisième technique encore peu utilisée est le refroidissement diphasique. Il permet d'évacuer des flux de chaleur encore plus importants (plus de 1000 W.cm²) (Mudawar, 2001) en exploitant le changement de phase d'un fluide.

Evacuation de la chaleur

Une méthode particulièrement économique pour évacuer la chaleur est le free cooling (littéralement « rafraichissement gratuit »). Le principe est d'utiliser le froid disponible gratuitement dans l'environnement extérieur pour refroidir les équipements. Le free cooling est souvent opposé aux systèmes plus conventionnels tels que la climatisation faisant usage de compresseurs pour produire le froid.

Différentes techniques permettent d'exploiter le froid naturel de l'environnement et chacune d'entre elles peut se décliner en plusieurs variantes. On distingue tout d'abord le free cooling à air, de loin le plus répandu, du free cooling à eau (Douchet, 2015). Le premier utilise l'air froid extérieur pour refroidir le centre de donné, soit en l'injectant directement dans le circuit d'air de refroidissement (free cooling à air direct), soit en y dissipant la chaleur des serveurs via un échangeur air/air (free cooling à air indirect).

Dans le cas de free cooling à eau, la source naturelle de froid est exploitée par l'intermédiaire d'un circuit d'eau froide. Ce dernier peut être refroidi directement par une source d'eau froide naturelle située à proximité du bâtiment (rivière, mer, lac, nappe, etc.), mais aussi par l'air extérieur ou encore par une tour de refroidissement (Zhang et al., 2014).

1.3. Chaleur récupérable

On appelle chaleur (ou énergie) fatale l'énergie thermique produite par un site de production ou de transformation alors qu'elle n'en constitue pas l'objet premier. Cette chaleur est alors gérée comme un déchet et n'est de ce fait généralement pas récupérée. On trouve énormément de chaleur fatale dans l'industrie (sidérurgie, chimie, ciment, agro-alimentaire, etc.).

La quasi-totalité de l'énergie consommée par ces centres de données est transformée en chaleur et doit être rejetée dans l'environnement. Celle-ci est de basse qualité (moins de 85°C) (Ebrahimini et al., 2014) et n'est la plupart du temps pas réutilisée même si des solutions existent déjà (Wahlross et al., 2017). Lu et al. (2011) ont calculé à partir de données de production réelles que de la chaleur perdue pouvait être capturée depuis 97% de la consommation totale d'électricité du centre de calcul.

La température de cette chaleur perdue dépend de l'endroit où elle est récupérée et du type de système de refroidissement. On considère généralement 85°C comme la limite maximale pour la température de fonctionnement des microprocesseurs (Patel et al., 2003 ; Shah et al., 2008 ; Marcinichen, 2012). Le meilleur emplacement pour sa récupération est alors à la sortie de racks, avant son mélange avec l'air ambiant. En effet, dans un centre de calcul avec un système de refroidissement efficace, l'air froid est à une température de 25°C et l'air usagé retourne dans les CRACs à 40°C (Patel et al., 2003 ; Bash et al., 2003). Pour les refroidissements à air, elle peut généralement être capturée entre 25 et 35°C (Wahlroos, 2017).

Pour les circuits d'eau réfrigérée, la température à la sortie du refroidisseur est généralement comprise entre 10 et 13°C tandis que celle y retournant est à 16-18°C. La température est plus intéressante au niveau des condenseurs des refroidisseurs puisqu'on y retrouve du fluide à une température de 40-43°C dans les installations typiques (ASHRAE, 2009). Ceux-ci ne fonctionnent cependant pas lorsque le free cooling est utilisé (Lu et al., 2011).

2. Géothermie

2.1. Définition

La géothermie consiste à exploiter les phénomènes thermiques internes du globe terrestre. Il s'agit d'une énergie renouvelable utilisée depuis des milliers d'années, mais c'est surtout au 20^e siècle qu'elle s'est développée dans de nombreux pays, notamment pour la production d'électricité.

La température est en effet de plus en plus élevée au fur et à mesure qu'on se rapproche du centre de la terre : elle culmine à environ 6000°C dans le noyau (Anzellini et al., 2013). La croûte terrestre laisse filtrer une partie de cette chaleur jusqu'à la surface. Cependant, la majeure partie de la puissance géothermique exploitée est produite par la dégradation d'isotopes radioactifs de la croûte terrestre tels que l'uranium, le thorium et le potassium.

La température du sol diminue fortement à proximité de la surface : elle y est égale à la température moyenne annuelle de l'air du lieu considéré. La température de la surface est donc également liée au climat et vaut environ 10°C en Belgique (De Boever et al., 2012). Il en résulte un gradient géothermique valant en moyenne 3°C par 100 m au niveau de l'écorce terrestre (Banks, 2008).

2.2. Classification

La classification de la géothermie dépend du pays et du contexte dans lequel elle est employée. Il est en effet possible de la caractériser selon divers paramètres (profondeur des puits, température du fluide caloporteur, façon d'utiliser l'énergie géothermique, etc.), laissant place à autant de classements différents. De plus, les seuils assignés à ces paramètres peuvent varier d'une classification à l'autre (Petitclerc et Vanbrabant, 2011). En Belgique, selon le Département de l'énergie et du Bâtiment durable, elle est classée en quatre catégories en fonction de son contenu énergétique : géothermie haute, moyenne, basse et très basse énergie. Celui-ci dépend de la température de la chaleur exploitée et est donc lié à la profondeur à laquelle elle est récupérée. L'usage qui pourra en être fait est également dépendant de cette catégorie. L'énergie géothermique peut en effet être utilisée de trois manières différentes : pour la production d'électricité, pour le chauffage direct et pour le chauffage et le refroidissement indirect via une pompe à chaleur (Wu, 2009).

La *géothermie haute énergie* fournit de la vapeur à plus de 150°C. Cette température est suffisante pour permettre la production d'électricité : la vapeur d'eau générée alimente des turbines qui font tourner des générateurs. La profondeur est généralement de 1500 à 3000 mètres, mais cette catégorie ne concerne pas la Belgique. Elle est en effet réservée aux zones possédant un très fort gradient géothermique, sans quoi son exploitation demeure économiquement impossible à cause des profondeurs bien plus importantes qui devraient être atteintes.

La *géothermie moyenne énergie* fournit de l'eau entre 90 et 150°C. A cette température, il est toujours possible de produire de l'électricité, tout en récupérant éventuellement la chaleur résiduelle. Comme du fluide à l'état gazeux est indispensable pour faire tourner les turbines, un second liquide plus volatil est utilisé lorsque la température de l'eau n'est pas suffisante pour fournir de la vapeur. Cette solution est toutefois moins rentable que l'utilisation directe de vapeur d'eau, c'est pourquoi une température d'au moins 130°C est généralement privilégiée.

Lorsque la température est comprise entre 30 et 90°C, on parle de *géothermie basse énergie*. La température est cette fois insuffisante pour la production d'électricité, mais la chaleur peut être directement exploitée. Ces températures sont atteintes en Belgique à des profondeurs de 1000 à 3000 m.

Enfin, la *géothermie très basse énergie* fournit de l'eau à une température inférieure à 30°C. Celle-ci est utilisée pour le chauffage, le refroidissement et la production d'eau chaude sanitaire des habitations via une pompe à chaleur. C'est ce dernier type qui est concerné par cette étude. On parle alors de *géothermie superficielle* en opposition à la *géothermie profonde* des catégories précédentes. Elle tire alors profit des températures faibles mais constantes rencontrées dans les premiers mètres de sol (Sanner, 2011), avec des profondeurs exploitées généralement comprises entre 0 et 100 m.

2.3. Systèmes

Il existe différents systèmes permettant d'échanger de la chaleur avec le sous-sol. On peut tout d'abord distinguer les systèmes ouverts des systèmes fermés. Dans les *systèmes ouverts*, au moins 2 puits sont forés. Le premier sert à pomper de l'eau dont la chaleur est extraite. L'eau refroidie est ensuite renvoyée dans le second puits et est réchauffée par le sol avant de pouvoir être à nouveau exploitée. Dans les *systèmes fermés*, la chaleur est échangée grâce à un mélange d'eau et d'antigel (souvent du glycol) s'écoulant dans un réseau souterrain de canalisations qui forment l'échangeur de chaleur. Cet échangeur est généralement directement installé dans le sol, mais il peut aussi être intégré à une structure souterraine (fondations, pieux, tunnels, égouts, etc.). On parle alors de géostructures échangeuses de chaleur.

Les échangeurs géothermiques de chaleur sont eux même séparés en 2 groupes : les systèmes horizontaux et verticaux. Les *échangeurs horizontaux* sont composés d'une boucle en matière

synthétique installée horizontalement, entre 1.2 et 2 m de profondeur (Figure 4A). Elle permet d'extraire la chaleur du sous-sol peu profond en hiver, tandis que celui-ci se recharge grâce au soleil et aux infiltrations d'eau de pluie en été. Ce système a l'avantage d'être facile à installer et peu coûteux. Il offre cependant une capacité limitée qui le restreint au secteur résidentiel, et nécessite une surface de sol importante. Il possède de plus un rendement moins important que les échangeurs verticaux et ne peut être utilisé pour le refroidissement (CSTC, 2017). Les *échangeurs verticaux*, ou *Borehole Heat Exchanger* (BHE), sont constitués de forages de 5 à 10 cm de rayon, généralement disposées entre 30 et 150 m de profondeur. L'échange de chaleur se fait également par l'intermédiaire de tubes en matière synthétique le plus souvent disposés en double U (Figure 5). Des variantes moins utilisées sont les tubes concentriques pour lesquels le second tube passe à l'intérieur du premier, ou encore les tubes spiralés utilisés à faible profondeur (jusqu'à 3 m). Ces différents systèmes sont résumés par le diagramme de la Figure 6.

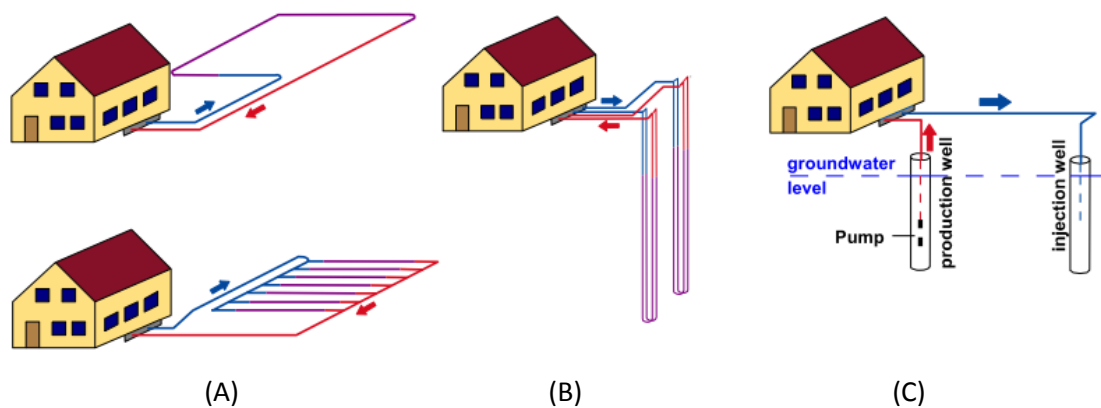


Figure 4 - Schéma des différentes méthodes d'extraction de la chaleur géothermique avec : système fermé (échangeurs horizontaux (A) et verticaux (B)) et système ouvert (C) (Sanner, 2011).

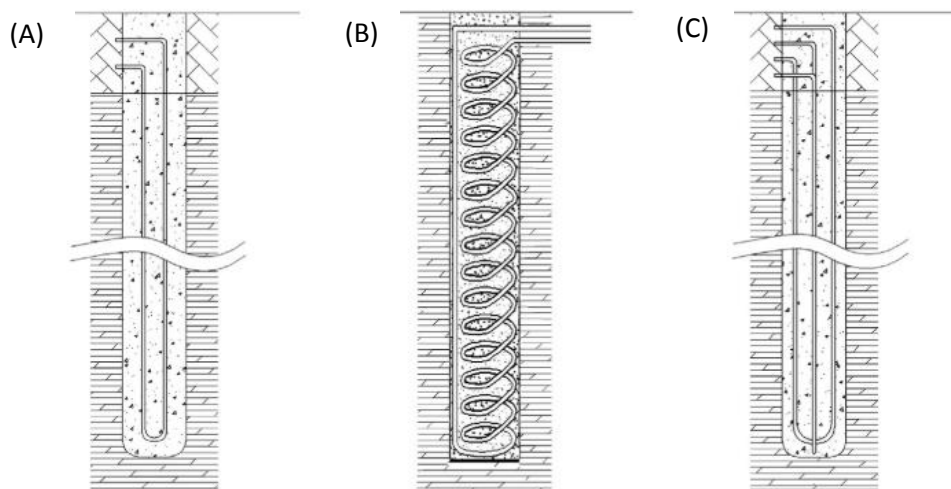


Figure 5 - Schéma des différents types d'échangeurs avec (A) tubes en simple U, (B) tube spiralé et (C) tubes en double U (Li et al., 2016).

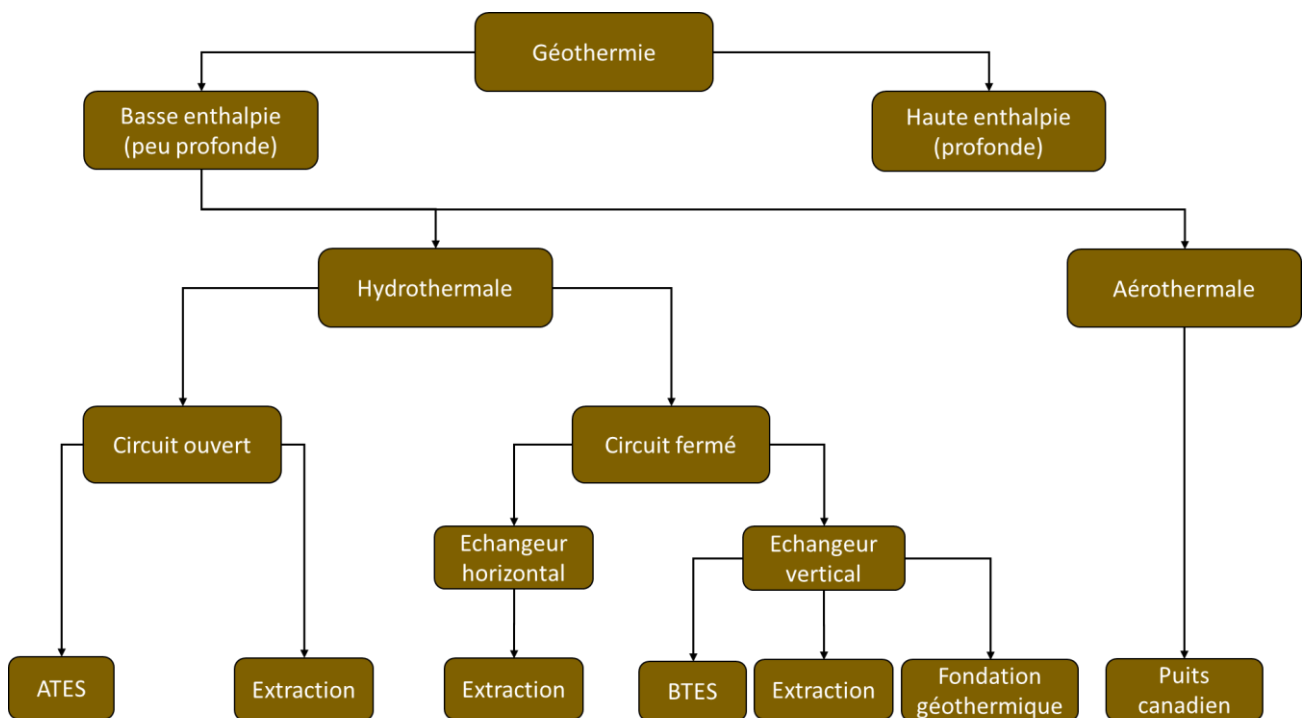


Figure 6 - Diagramme des systèmes permettant d'exploiter la chaleur géothermique (De Boever et al, 2012).

Il existe également des systèmes dits à expansion directe dans lesquels le fluide de refroidissement circule directement dans des conduits en cuivre faisant à la fois office d'échangeur géothermique et d'évaporateur. Le cuivre possédant une meilleure conductivité thermique que le polyéthylène, ce système permet l'utilisation de circuits plus courts.

2.4. Stockage de chaleur

Recharge thermique

Même si le sous-sol constitue une source quasi inépuisable d'énergie thermique, il est difficile de l'extraire indéfiniment au même endroit. En effet, le pompage de chaleur crée localement une zone de plus faible température qui doit être réchauffée par le sol environnant. La température du sol remonte entre deux saisons de chauffe, mais s'il ne peut se recharger complètement, les températures diminuent année après année.

Ce phénomène constitue un problème majeur des exploitations géothermiques (Wu et al., 2013) puisque cette baisse de température entraîne un effondrement des rendements du système, en plus de limiter le flux de chaleur qui peut être exploité. Cette vitesse de régénération est d'ailleurs relativement complexe à prévoir et peut être influencée par de nombreux facteurs tels que la quantité d'énergie pompée, la conductivité thermique du sol, la présence de courants d'eau souterrains, etc. C'est pourquoi il peut être intéressant d'injecter de la chaleur dans le sol durant les périodes où celle-ci est inutilisable en surface. Cette chaleur peut provenir des systèmes de conditionnement qui refroidissent les bâtiments durant la saison chaude, de chaleur fatale issue de processus industriels, de collecteurs solaires, etc.

Stockage inter-saisonnier

Lorsqu'une source fournit de la chaleur excédentaire en suffisance durant une partie de l'année, il est également possible d'utiliser le sol comme moyen de stockage. Ce principe diffère de la simple recharge thermique dans le sens où l'objectif est cette fois d'accumuler de l'énergie dans le sous-sol. Contrairement à celle-ci où la température d'équilibre est généralement peu différente de celle du sol non perturbé, dans le cas de stockage la température moyenne du réservoir peut s'éloigner largement de la température initiale du sol.

Le stockage d'énergie est en effet d'une importance critique pour toute source d'énergie intermittente (Dincer et al., 1997) puisqu'il permet d'offrir une meilleure correspondance entre les courbes d'offre et de demande. De nombreuses technologies existent pour stocker l'énergie : pompage hydraulique, énergie thermique, batteries, volant d'inertie, air comprimé, etc. Parmi celles-ci, le stockage d'énergie thermique est d'une grande importance et a de nombreuses applications (Dincer et Dost, 1996). Il permet notamment le stockage d'énergie provenant de sources renouvelables et est beaucoup utilisé pour le stockage d'énergie solaire, mais son utilisation n'est pas restreinte à ce domaine. Il peut également être exploité dans le cadre de stockage de chaleur fatale : conditionnement de l'air, eau de refroidissement, énergie rejetée par des processus industriels, etc. (Dincer et al., 1997).

Il existe à ce jour plusieurs principes permettant le stockage de chaleur (ADEME, 2013) :

- Le *stockage par chaleur sensible*, qui se sert de la capacité calorifique du matériau de stockage et utilise donc une élévation de sa température ;
- Le *stockage par chaleur latente*, où l'énergie calorifique est stockée grâce à la capacité du matériau de stockage à changer d'état (généralement de liquide à solide) ;
- Le *stockage thermochimique*, qui utilise la réversibilité d'une réaction (exothermique ou endothermique selon le sens considéré). Il peut s'agir d'une réaction chimique ou d'adsorption-désorption.

La plupart de ces systèmes ne sont cependant pas applicables pour des habitations individuelles mais peuvent être utiles pour des systèmes de chauffages centraux à plus grande échelle (Dincer et al., 1997)

Le moyen de stockage utilisé dans le cadre de ce travail est le stockage de chaleur sensible dans le sol. Il présente l'avantage d'avoir un faible impact sur l'environnement et de nécessiter peu d'espace, étant donné que le système est essentiellement situé dans le sous-sol et que les installations de surface sont limitées (Moradi, 2016). Il peut de ce fait être utilisé tant en zone rurale que peuplée et permet de stocker l'énergie produite localement, sans nécessiter de la transporter sur de longues distances.

Les propriétés thermiques et physiques du sol en font de plus un matériau de stockage favorable. La construction de ce type de réservoir est également intéressante d'un point de vue économique par rapports aux autres systèmes de stockage de chaleur puisque les seuls coûts sont ceux des forages et des tubes de circulation du fluide caloporteur. Le sous-sol offre également une capacité de stockage quasiment illimitée puisque celle-ci peut être augmentée par ajout de nouveaux puits. Le principal désavantage de cette technique provient de la configuration du réservoir : comme il ne peut pas être isolé, ses pertes thermiques sont potentiellement importantes (Horbaniuc et al., 2014).

Tout comme pour l'exploitation de chaleur, on peut distinguer deux grands groupes (Sanner et al., 2003) selon que le mode de transport de la chaleur dans le sol utilise la convection (système ouvert) ou se limite à la diffusion (système fermé) :

- ATES (*aquifer thermal energy storage*) qui consiste à utiliser un aquifère comme réservoir en pompant l'eau en un point pour ensuite la réinjecter plus loin.
- BTES (*borehole thermal energy storage*), également appelés stockage diffusif, où la chaleur est stockée dans la masse des roches grâce à des échangeurs verticaux.

Il est également possible d'utiliser les géostructures comme moyen d'échange (géostructures échangeuses de chaleur). Celles-ci sont d'ailleurs particulièrement adaptées au stockage de chaleur puisque, étant donné leur configuration, elles ne bénéficient que très peu de la régénération naturelle pour équilibrer leurs échanges thermiques (ADEME BRGM, 2018).

Température de stockage

La chaleur peut être extraite du réservoir soit via une pompe à chaleur dans le cas de stockage basse température (entre 0 et 40°C), soit directement si le stockage se fait à haute température (entre 40 et 80°C) (Reuss, 1997). La température de stockage est propre à chaque système et peut varier dans une gamme assez large, chacune offrant son lot d'avantages et d'inconvénients (Hadorn, 1990). L'utilisation de températures négatives aura ainsi tendance à causer des soucis de changement de phase pouvant déstructurer irrémédiablement le sol (Odrů, 2010). Une température comprise entre 0 et 30°C présente peu de difficultés et ne nécessitera pas d'isolation, mais aura besoin d'une pompe à chaleur pour permettre le chauffage de bâtiments. Les stockages à plus de 30°C ont l'avantage de pouvoir se passer de pompe à chaleur mais les déperditions thermiques du réservoir deviennent de plus en plus contraignantes. A partir de 60°C, ce sont des problèmes avec les matériaux et l'environnement qui apparaissent (assèchement du sol, risques microbiologiques, risques pour les bâtiments alentours, etc.). Des températures de stockage supérieures à 100°C sont également possibles (Dincer, 2002) et peuvent être intéressantes dans le cas où le réservoir doit être couplé avec un système de chauffage urbain. Mais des difficultés peuvent apparaître à la suite de l'ébullition d'eau souterraine, en plus des problèmes de matériaux et environnementaux déjà cités.

2.5. Température du sol non perturbé

On appelle *température du sol non perturbé* la température moyenne du sol avant qu'il ne soit influencé par les échangeurs géothermiques. La température à laquelle les puits sont exposés a un effet important sur la longueur de forages nécessaire, qui est inversement proportionnelle à la différence de température entre le sol et le fluide à l'entrée de la pompe à chaleur (Hackel et al., 2008).

Le sol non perturbé peut être séparé en trois grandes zones (Popiel et al, 2001) :

- Le premier mètre, qui est la *zone de surface* dans laquelle les températures sont très influencées par le climat à court terme ;
- Entre 1 et 8-20 m, la température dépend en grande partie du cycle saisonnier ;
- Après 8-20 m, la température est constante et proche de la température moyenne annuelle du lieu. Elle varie alors lentement avec la profondeur selon le gradient géothermique. Il s'agit de la *zone profonde*.

Certains facteurs peuvent toutefois augmenter la température du sous-sol : chauffage solaire indirect par des structures urbaine, pertes de chaleur anthropogéniques, changement d'utilisation des terres, etc. (Zhu et al, 2010).

2.6. Matériau de remplissage

Une fois les tubes installés, le forage doit être rebouché au moyen d'un matériaux de remplissage (ou *grout* en anglais). Celui-ci permet de stabiliser et sceller le forage, en plus d'assurer une bonne conductivité thermique entre les tubes et les roches. Un remplissage minutieux est important pour éviter les connections entre des aquifères à différentes pressions ou présentant une qualité d'eau différente (Reuss et al., 2014).

Diverses préparations existent, mais un mélange de ciment et de bentonite est la plupart du temps utilisé (Allan et Kaanaugh, 1999). Les propriétés thermiques du matériau de remplissage ont un impact important sur les performances de l'installation puisque c'est lui qui assure le transfert thermique entre les sondes et le sol. De plus, dans le cas d'applications utilisant des températures peu

élevées, une bonne conductivité du « grout » est nécessaire puisque les transferts de chaleur doivent se faire avec de plus petites différences de température (Pahud, 2002).

2.7. Résistance de forage

Un élément important est la différence de température requise pour faire passer la chaleur du fluide caloporteur au sol. En effet, plus le transfert de chaleur par unité de longueur au sein d'un forage est important, plus cette différence de température devra être élevée (Nordell, 2000). Or, une différence trop importante est défavorable à l'exploitation de la chaleur et un écart de 7 à 8°C entre le fluide circulant dans l'échangeur géothermique et les parois du forage réduisent déjà les performances de la pompe à chaleur (Koenig, 2015).

Cette différence de température est proportionnelle au flux de chaleur et à la *résistance thermique du forage* (Hellström, 1991) et peut s'exprimer :

$$T_f - T_b = q * R_b$$

Avec : T_f , la température moyenne du fluide (°C)

T_b , la température moyenne de la surface du forage (°C)

q , le transfert de chaleur par unité de longueur de puits ($W.m^{-1}$)

R_b , la résistance thermique du forage ($K.m.W^{-1}$)

La notion de résistance thermique de forage a été introduite par Mogensen (1983). Il s'agit de la résistance thermique entre le fluide circulant dans l'échangeur géothermique et la paroi du forage et son unité est le $K.m.W^{-1}$. Sa valeur est la plupart du temps comprises entre 0.08 et 0.25 $K.m.W^{-1}$ (CSTC, 2017), une faible résistance augmentant l'efficacité du forage. Elle dépend de nombreux paramètres dont :

- Les propriétés de l'échangeur (diamètre des tubes, épaisseurs de leurs parois)
- Les caractéristiques thermiques du matériau constituant le tube
- La configuration de l'échangeur (simple ou double U)
- La distance entre les tubes
- Les caractéristiques thermiques du matériau de remplissage
- Le diamètre du forage
- Les propriétés du fluide caloporteur
- Son régime d'écoulement

La résistance de forage constitue donc un unique paramètre permettant de décrire le comportement thermique du forage, mais rend compte de toute une série d'interactions entre les différents éléments composant le puits pouvant être schématisées par des résistances placées en série et en parallèle (Figure 7).

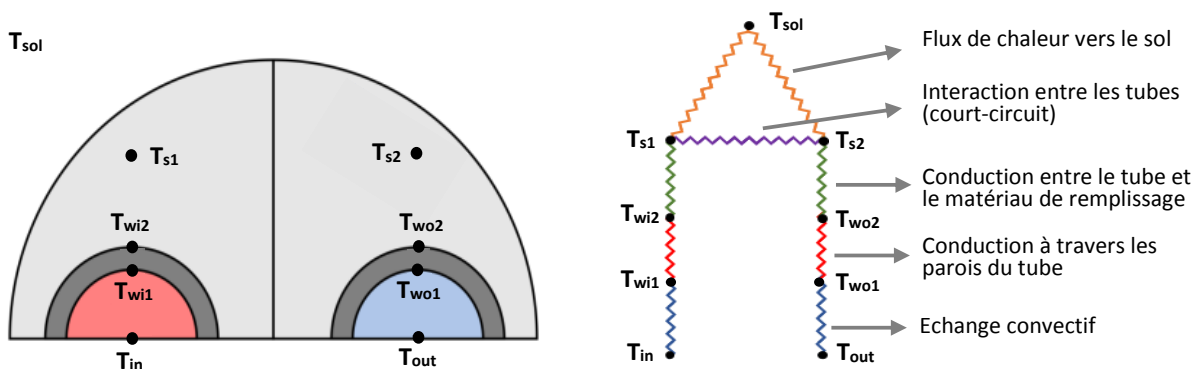


Figure 7 - Schéma des différentes composantes de la résistance de forage.

2.9. Test de réponse thermique

La résistance thermique d'un forage est habituellement déterminée de manière expérimentale via un *test de réponse thermique* (TRT). Celui-ci s'effectue sur un puits installé à l'endroit où doit se situer le réservoir, et qui peut par la suite faire partie du champ de forages de l'échangeur. Le TRT consiste à mesurer la réponse thermique du puits pendant qu'on y injecte de la chaleur (Reuss, 2014). Une pompe fait d'abord circuler de l'eau dans les tubes du forage jusqu'à atteindre l'état d'équilibre (la température de l'eau est égale à celle du sol environnant). Vient ensuite la période de chauffage durant laquelle on fait circuler cette eau avec un apport de chaleur constant délivré par une résistance électrique (Figure 8). Durant cette injection de chaleur, la réponse thermique est mesurée en enregistrant l'évolution de la température du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du forage. La conductivité thermique du sol environnant ainsi que la résistance thermique moyenne du forage peuvent être déterminées en faisant correspondre les données mesurées avec un modèle de ligne infinie. Celui-ci détermine le transport de chaleur dans le sol à la suite de l'injection de chaleur par une source linéaire et de longueur infinie (voir point 3.4.3.1).

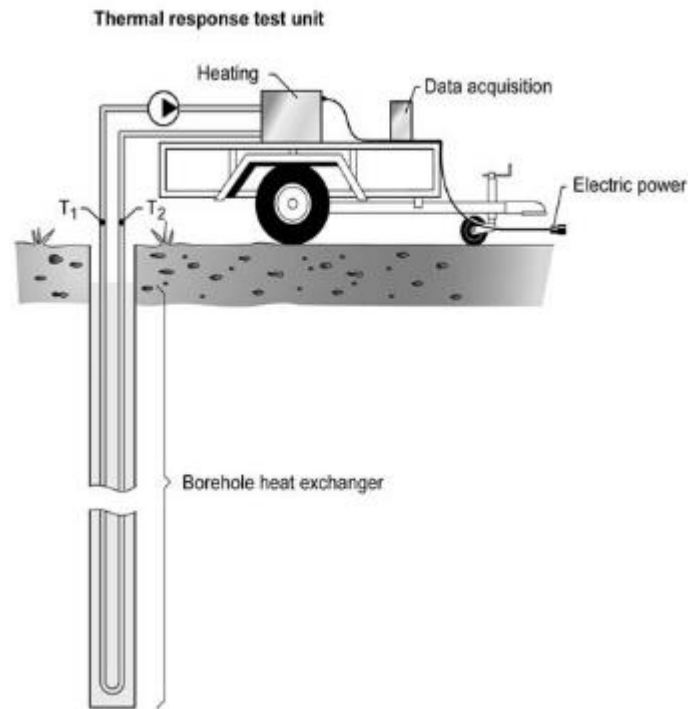


Figure 8 - Mise en place du test de réponse thermique (Gehlin, 2002).

3. Pompe à chaleur

3.1. Fonctionnement

Une *pompe à chaleur* (PAC) permet de transférer la chaleur d'une source à basse température (source froide) vers un puits à plus haute température (source chaude) (Rees, 2016). Deux systèmes existent : la PAC à absorption et la PAC à compression de vapeur. Cette dernière est la plus couramment rencontrée et utilise le changement d'état d'un fluide frigorigène, aussi appelé réfrigérant. Elle tire profit du fait que celui-ci absorbe de la chaleur quand il s'évapore et la restitue en se condensant pour transférer la chaleur de la source froide vers la source chaude.

Diverses applications peuvent être envisagées, mais celle qui nous intéresse ici est le chauffage de bâtiment qui constitue alors la source chaude. On distingue plusieurs types de pompe à chaleurs en fonction de la source de chaleur qui peut être l'air extérieur, le sous-sol, de l'eau de surface, ou encore de l'eau souterraine (Grassi, 2018). Dans le cas de pompes à chaleur géothermiques, c'est le sous-sol qui joue le rôle de source froide.

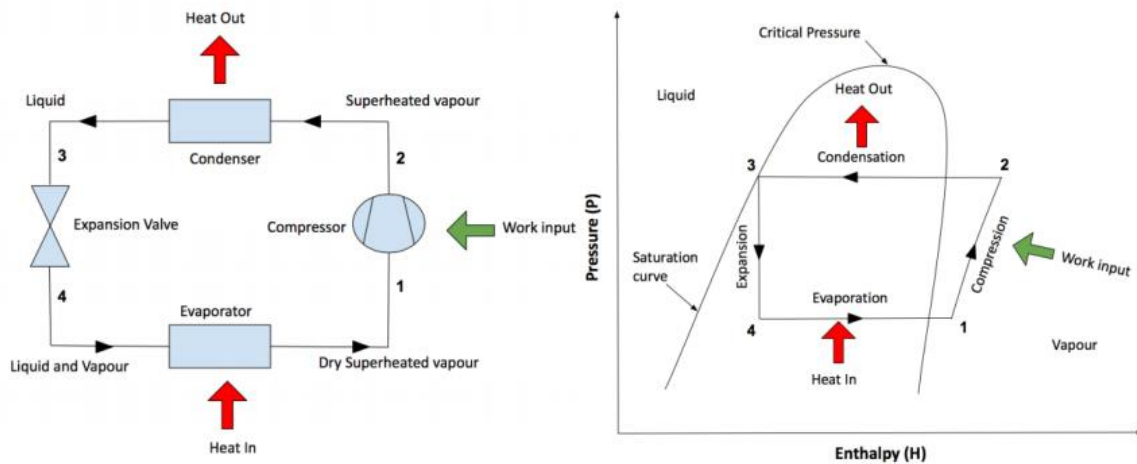


Figure 9 - Schéma du cycle de compression de vapeur et diagramme pression-enthalpie (Naicker, 2015).

La PAC se compose d'un compresseur, d'un évaporateur, d'un détendeur et d'un condenseur (Figure 9). Lorsqu'il traverse l'évaporateur, le fluide frigorigène s'évapore à la température du sous-sol. Le fluide frigorigène à l'état gazeux est ensuite aspiré par le compresseur grâce auquel sa pression est augmentée. La température du fluide augmente également, ce qui lui permet de transférer sa chaleur au bâtiment via le condenseur. Le fluide frigorigène passe alors à l'état liquide.

Notons également que les PAC sont souvent dites « réversibles », c'est-à-dire que ce système peut aussi être utilisé pour le refroidissement, le milieu à rafraîchir constituant alors la source froide.

3.2. Coefficient de performance

Au sein d'une pompe à chaleur, le seul élément consommant de l'énergie est le compresseur. Le rendement de la PAC est donc déterminé par les performances de ce dernier. On appelle *coefficient de performance* (ou COP pour *coefficient of performance*) la quantité d'énergie qui sera fournie par la PAC pour une unité d'électricité consommée. Il s'agit donc du rapport entre la puissance calorifique produite par la PAC et le travail fourni pour son fonctionnement. Le COP des PAC géothermiques est généralement compris entre 3 et 6 (Curtis et al., 2005), ce qui signifie que le système fournit 3 à 6 fois plus de chaleur qu'il n'en consomme. Ceci le rend avantageux par rapport aux autres systèmes de chauffage (mazout, gaz, etc.) dont le rendement est inférieur à 1. La consommation de la PAC se fait cependant sous forme d'énergie électrique, plus coûteuse que l'énergie calorifique. On estime donc généralement qu'un COP de minimum 3 doit être atteint pour que le chauffage par PAC puisse être avantageux économiquement. La pompe à chaleur constitue également un investissement important par rapport aux autres systèmes de chauffage (Figure 10), mais présente des coûts de maintenance bien plus faibles (Danish Energy Agency, 2013).

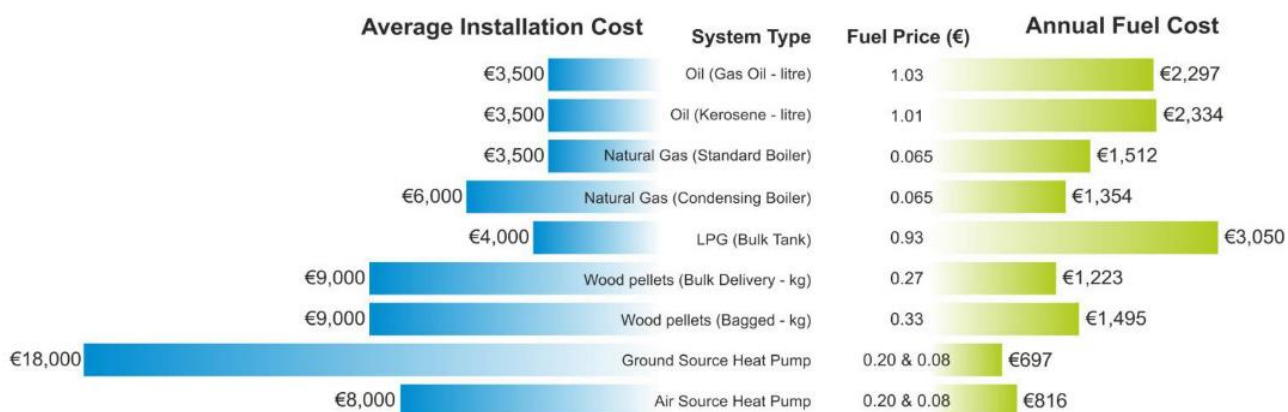


Figure 10 - Comparaison des coûts des différents systèmes de chauffage (Buckley et al., 2015).

L'augmentation de la température que doit fournir la PAC est proportionnelle à l'augmentation de la pression dans le compresseur. De ce fait, une température plus importante de la source chaude requiert plus d'énergie, ce qui diminue le COP. Il est donc plus favorable d'avoir une source froide à une température élevée et un élément à chauffer à une température la plus faible possible. Cette dernière dépend du système de distribution mis en place : pour les radiateurs et convecteurs, la température de départ est généralement comprise entre 50 et 70°C, tandis qu'elle n'est que de 30 à 40°C pour du chauffage par le plafond ou par le sol, et peut même descendre jusqu'à 24°C dans le cas d'éléments en béton thermoactif. Il en découle également que les fluctuations de température de la source froide ont une influence sur les performances de la PAC. C'est notamment pour cette raison que les PAC géothermiques seront plus efficaces que les PAC puisant la chaleur de l'air extérieur.

Cependant, le COP reflète uniquement les performances de la pompe à chaleur et non du système de chauffage dans son ensemble. En effet, la consommation des auxiliaires (systèmes de ventilation, dégivrage de l'évaporateur, système de chauffage d'appoint, etc.) ne sont pas pris en compte par ce facteur. De plus, les températures de la source froide et de la source chaude peuvent varier sur une saison de chauffe. C'est pourquoi d'autres paramètres permettant de mieux rendre compte des performances réelles de l'installation ont été introduits.

Le *facteur de performance saisonnier* (SPF, pour Seasonal Performance Factor) est le rapport entre l'énergie annuelle totale fournie par la PAC au sous système de distribution sur la consommation annuelle totale en électricité en prenant en compte les consommations de ces systèmes auxiliaires. Notons qu'il s'agit d'un facteur théorique calculé selon la norme EN 15316-4-2.

Le *coefficient de performances annuel* (COPA) rend également compte des performances annuelles en comprenant les auxiliaires, mais contrairement au SPF, il s'agit d'une mesure réelle sur site et non plus d'une valeur théorique. Ce facteur est propre à chaque installation mais permet d'avoir une idée plus juste du rendement de celle-ci.

III. Hypothèses, matériels et méthodes

1. Présentation du cas d'étude

Le centre de données concerné par cette étude est le Service Général d'Informatique (SEGI) de l'Université de Liège. Celui-ci est implanté dans le bâtiment B26 sur le campus du Sart Tilman. La chaleur rejetée sera utilisée pour assurer les besoins en chauffage de l'Institut Montefiore (bâtiment B28) situé en face du centre de données. L'emplacement étudié pour le réservoir de chaleur se trouve entre le B26 et l'allée de la découverte (Figure 11).

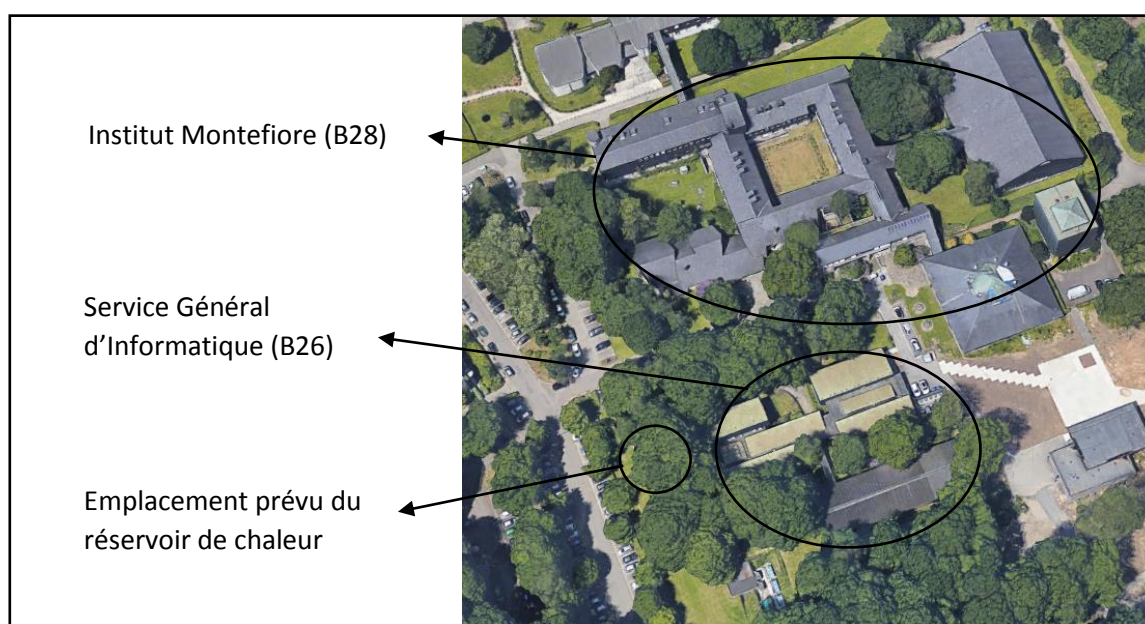


Figure 11 - Position du Service Général d'Informatique, de l'Institut Montefiore et du réservoir de chaleur (GoogleEarth©).

2. Démarche générale

L'objectif général de cette étude est de proposer un système permettant de chauffer l'Institut Montefiore avec la chaleur rejetée par le SEGI. Cette chaleur étant de basse qualité, une pompe à chaleur devra être intégrée dans le système afin de relever sa température et la rendre utilisable pour le chauffage. Durant la saison froide, la chaleur peut être directement exploitée par la PAC (Figure 12). Durant la saison chaude, elle sera injectée dans le sol du réservoir de chaleur, faisant augmenter sa température par rapport à celle du sol environnant. Ceci permet d'améliorer les performances de la PAC mais génère des pertes de chaleur qu'il faudra quantifier. Cette chaleur stockée sera ensuite exploitée en hiver.

Plusieurs éléments doivent être déterminés avant de pouvoir étudier le comportement du réservoir de chaleur. Le système de stockage doit en effet répondre à un cahier des charges dépendant de l'utilisation qui en sera faite. Celui-ci comprend notamment :

- La puissance thermique maximale et moyenne à stocker
- La puissance thermique maximale et moyenne qui doit être fournie par le réservoir
- La quantité d'énergie à stocker

- La quantité d'énergie à produire
- La température du fluide caloporteur entrant dans le système
- La température du fluide caloporteur à produire en sortie du système

Il est donc nécessaire d'étudier dans un premier temps d'une part la chaleur produite par le SEGI, et d'autre part la demande de l'Institut à chauffer.

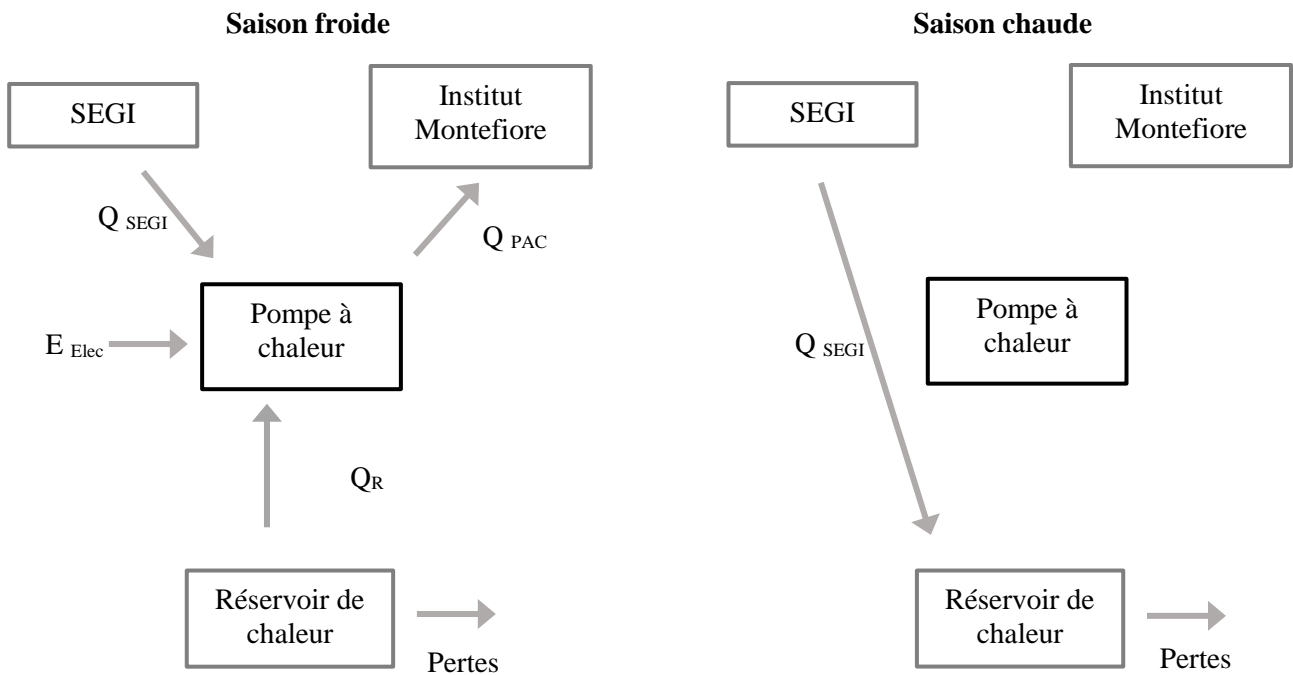


Figure 12 - Schéma global du système.

L'étude du système a été séparée en quatre grandes parties. Dans la première, le SEGI et ses systèmes de refroidissement sont analysés afin de déterminer les caractéristiques de la chaleur fatale, en particulier la température de rejet et à laquelle elle peut potentiellement être récupérée.

La deuxième partie se concentre sur la détermination des besoins en chauffage de l'Institut Montefiore. Une fois la production de chaleur du SEGI et les besoins du Montefiore estimés, il est possible de déterminer le flux de chaleur qui devra être injecté et extrait du sol au cours de l'année et de mettre en place une stratégie d'exploitation de cette chaleur.

Le dimensionnement de l'échangeur géothermique et le comportement du réservoir de chaleur sont ensuite étudiés dans la troisième partie au moyen du logiciel Lagamine. Les limites du réservoir ne pouvant être isolées, une partie de la chaleur quitte en permanence la zone d'influence de l'échangeur et ne peut donc pas être exploitée durant la saison froide. Ces pertes seront quantifiées afin de déterminer le taux auquel la chaleur est envoyée et extraite du réservoir. Le flux de chaleur maximum qu'il est possible d'échanger par unité de longueur totale de forage (flux linéique maximum, en $W.m^{-1}$) est également étudié pour différentes configurations de l'échangeur (nombres de forages et distance entre eux). Une fois la stratégie de récupération, stockage et exploitation de la chaleur déterminée et les caractéristiques de l'échangeur mieux connues, le comportement thermique du sol

entourant les puits peut être étudié. L'évolution du système à plus long terme et sa durabilité seront vérifiées.

Enfin, les coûts et rendements du système ainsi que ses performances en termes d'émissions de CO₂ seront évaluées et comparées aux autres systèmes de chauffage dans la dernière partie de ce travail.

3. SEGI

Le bâtiment B26 a été construit en 1981 et accueille les ressources informatiques de l'Université de Liège (ordinateurs centraux, systèmes de stockages, serveurs institutionnels et téléphonie IP). La configuration du B26 est représentée à la Figure 13. La partie du bâtiment à laquelle nous nous intéressons est la salle des machines et la zone télécom. Le matériel informatique abrité par la salle des machines est principalement constitué de baies de stockage et de serveurs, ces derniers produisant l'essentiel de la chaleur émise.

La consommation électrique des serveurs et des différents systèmes assurant leur refroidissement a été analysée afin de déterminer la quantité d'énergie thermique récupérable tout au long de l'année. Le fonctionnement et la régulation de ces systèmes de refroidissement a également été étudiée afin d'évaluer les principales caractéristiques de la chaleur produite (température, type de médium caloporteur, point de rejet, etc.).

Pour ce faire, des données ont été collectées auprès de différents services. Les enregistrements des consommations électriques des différents systèmes durant l'année 2017 ont été fournis par l'Administration des Ressources Immobilières (ARI) et le pôle Opération du SEGI. Les informations sur le fonctionnement et la régulation des systèmes de refroidissement ont été recueillies auprès de l'entreprise Cofely du groupe ENGIE. Celle-ci gère notamment la régulation de ces systèmes depuis la chaufferie centrale (B11), elle aussi située sur le campus du Sart Tilman.

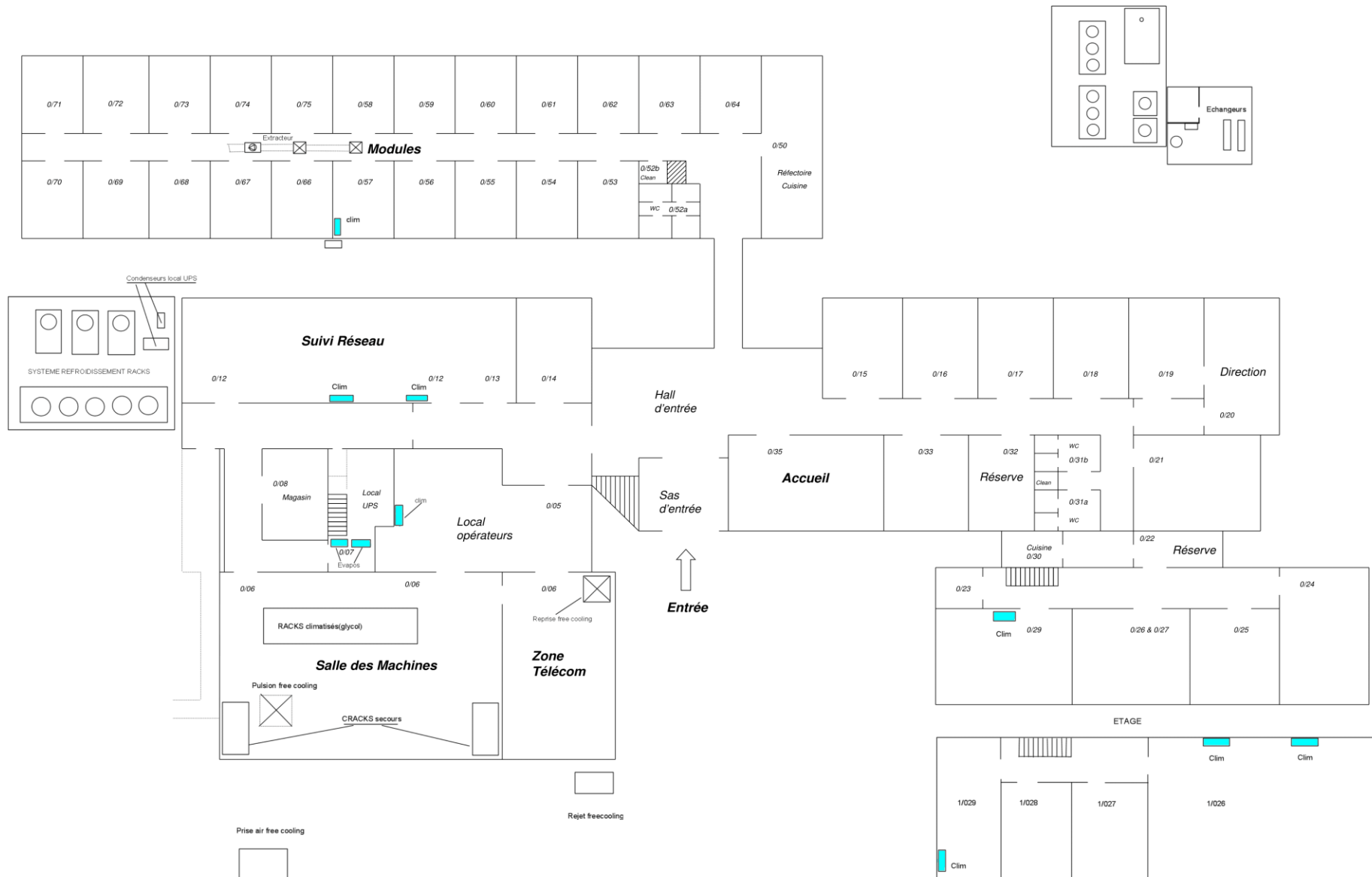


Figure 13 - Plan du Service Général d'Informatique

4. Institut Montefiore

4.1. Présentation du bâtiment

L'Institut Montefiore a été choisi pour sa proximité avec le SEGI et l'emplacement du réservoir de chaleur. Comme pour la plupart des bâtiments du Sart Tilman, le chauffage de l'Institut est assuré par la chaufferie centrale. L'énergie thermique y est acheminée grâce à un réseau de chaleur (feeder) faisant circuler de l'eau en boucle fermée. Chaque bâtiment possède un échangeur permettant d'exploiter cette chaleur. Toutefois, il n'existe pas de compteur permettant de déterminer la consommation individuelle de l'Institut. Ses besoins en chauffage ont donc été modélisés grâce au logiciel DesignBuilder. Celui-ci a permis d'évaluer les déperditions et apports thermiques du bâtiment et ainsi d'estimer ses besoins en puissance de chauffage au cours de l'année.

4.2. Hypothèses et limites du modèle

DesignBuilder repose sur le logiciel de simulation de performances énergétiques EnergyPlus. Il permet potentiellement d'obtenir les résultats détaillés des consommations de chaque partie du bâtiment, mais ceci nécessite un très grand nombre de données d'entrée et surtout d'inclure dans le modèle la géométrie, l'utilisation et la composition des parois de chaque pièce. Ceci requiert d'effectuer un audit complet du bâtiment ainsi que de tous ses systèmes et la construction des différentes zones à l'échelle des pièces aurait demandé beaucoup plus de temps que ne le permettait ce travail. De plus, seuls les besoins au cours de l'année de l'Institut dans son ensemble sont nécessaires. Les différentes pièces du bâtiment ont donc été regroupées en zones de taille plus importante et plusieurs approximations et hypothèses ont dû être effectuées.

4.3. Modélisation

Les informations nécessaires à l'élaboration du modèle sont les suivantes :

- Données géométriques du bâtiment
- Modes constructifs (surfaces et niveau d'isolation des parois, matériaux utilisés, inertie, perméabilité, ponts thermiques, etc.)
- Type, nombre et orientation des surfaces vitrées
- Système de chauffage et climatisation ainsi que leur régulation
- Étanchéité à l'air du bâtiment et système de ventilation
- Données météorologiques du lieu considéré
- Apports solaires, ombrages et protections solaires
- Données d'activité et d'usage des différentes zones du bâtiment
- Gains thermiques internes

La géométrie du bâtiment a été recréée sur base des plans d'architecte fournis par l'ARI et d'images aériennes de l'Institut. Ces mêmes plans ont également permis de déterminer la composition de l'enveloppe. La bibliothèque de matériaux fournie par DesignBuilder a été utilisée pour déterminer les propriétés thermiques des différentes couches de l'enveloppe. Les détails de cette dernière ainsi que le mode d'occupation des différentes parties du bâtiment ont été déterminés grâce à des visites sur place.

Afin de garder la portée de cette étude dans des dimensions raisonnables, le choix a été fait de considérer au maximum les bâtiments et infrastructures tels qu'ils sont actuellement. Aucune rénovation du bâtiment, que ce soit au niveau de l'enveloppe ou du système de chauffage ne sera donc envisagée dans le modèle. Le système de distribution du chauffage de l'Institut (haute température) est donc gardé tel quel. Néanmoins, des modifications seront apportées à la stratégie de chauffage afin que l'utilisation d'une pompe à chaleur soit rendue possible. La stratégie actuelle consiste en effet à chauffer le bâtiment durant les plages d'occupations, le système de chauffage haute température permettant de fournir des puissances de pointes importantes (stratégie de chauffage n°1). Ces

puissances de pointes élevées étant défavorables lors de l'utilisation d'une PAC, un chauffage plus continu du bâtiment a été simulé en imposant une consigne de température minimum de 15 °C en dehors des horaires d'occupation (stratégie de chauffage n°2).

Les données météo horaires sont utilisées au format EnergyPlus par le logiciel DesignBuilder pour déterminer les conditions extérieures. DesignBuilder fournit par défaut ces données pour un ensemble de stations mais aucune d'entre elles ne se trouve assez proche du campus et ne reflète suffisamment les conditions climatiques du Sart Tilman. Les données climatiques provenant des mesures de la station météo du Laboratoire de Climatologie et Topoclimatologie pour l'année 2002 ont donc été utilisées. Le fichier météo contient les données horaires de températures extérieures, rayonnement solaire et conditions atmosphériques.

Les données connues ont d'abord été entrées dans le logiciel. DesignBuilder propose des valeurs par défaut pour une très large gamme de types de bâtiments (écoles, bureaux, collège, etc.). Celles-ci ont dans un premier temps été conservées pour les paramètres qui n'avaient pas pu être déterminés avec précision. Une première série de simulations a ensuite été effectuée. En fonction des résultats de celles-ci, les paramètres entrés par défaut ont été précisés afin que la consommation globale annuelle se rapproche des valeurs attendues pour ce type de bâtiment.

4.4. Pompe à chaleur et stratégie de chauffage

Il est peu courant et même très déconseillé d'utiliser la pompe à chaleur pour assurer la totalité de la puissance maximale de chauffage. Ceci implique en effet de surdimensionner l'échangeur géothermique et la PAC, ce qui fait augmenter inutilement le coût de l'installation puisque de telles puissances ne sont nécessaires qu'à de très rares moments de l'année. Un tel dispositif utilisant uniquement une pompe à chaleur est toutefois utilisé dans le cadre de très petites installations et est appelé "régime monovalent" (CSTC, 2017). A l'opposé, dans un régime dit "bivalent", la pompe à chaleur fonctionne aux côtés d'un second système de chauffage. Ceci permet non seulement de réduire l'investissement de départ, mais également d'obtenir de meilleurs rendements puisque la pompe à chaleur fonctionne à plein régime plus fréquemment. Le système est la plupart du temps dimensionné de manière que la PAC soit capable de fournir 50% de la puissance maximale, ce qui lui permet en général d'assurer 80% des besoins en chauffage.

5. Réservoir de chaleur

Le réservoir de chaleur se présente sous la forme d'un champ de forage et est donc composé d'une part de l'échangeur géothermique et d'autre part de la masse rocheuse au sein de laquelle l'énergie calorifique est emmagasinée. Il est donc primordial avant toute chose de connaître les propriétés physiques du sol considéré.

La zone étudiée pour accueillir le réservoir de chaleur se situe le long de l'Allée de la découverte, à quelques mètres du SEGI (Figure 11). Quatre puits d'une centaine de mètres de profondeur ont été forés à cet emplacement en 2013. Ces puits ont été étudiés par G. Radioti entre 2013 et 2016 dans le cadre de son doctorat. Ces forages distants de 4 m sont constitués de tubes en double U le long desquels des sondes de température avaient été ajoutées. Un test de réponse thermique a également été effectué. Les résultats de ces travaux ont servi de base à la détermination des paramètres physiques du sol étudié.

5.1. Paramètres physiques du sol

5.1.1. Type de roche

Le site est situé du côté nord-est du synclinorium de Dinant et au nord d'un synclinal local. Selon la carte géologique du Sart Tilman (Figure 14) fournie par Calembert et al. (1964), les forages traversent

des roches sédimentaires détritiques du Emsien correspondant vraisemblablement aux formations de Wépion et de Burnot (Radioti et al., 2016).

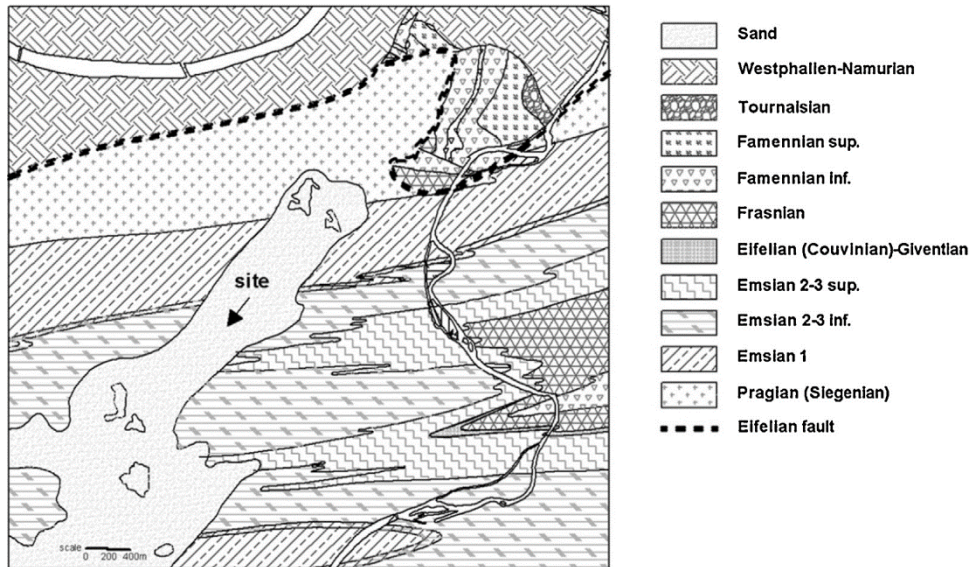


Figure 14 - Carte géologique du Sart Tilman (Radioti et al., 2016).

Ces deux formations comprennent des successions de schiste argileux, siltite, grès et quartzite. Selon les cartes géotechniques de Calembert et al. (1975), le sol est constitué à cet endroit de dépôts de limons, sables et graviers jusqu'à une profondeur d'environ 7 mètres. On retrouve ensuite une couche de substrat rocheux altéré entre 7 et 10 mètres de profondeur, suivie de substrat non altéré à partir de cette profondeur.

Pour les 65 à 80 premiers mètres, la roche mère est composée majoritairement de siltite et de schiste argileux entremêlés de couches de grès. Les couches de grès sont ensuite dominantes à plus grande profondeur (Radioti et al., 2016).

5.1.2. Température du sol non perturbé et gradient géothermique

Les valeurs de température du sol non perturbé peuvent être retrouvées sur certaines cartes, mais celles-ci ne prennent pas en compte les effets de l'urbanisation ni les conditions géologiques locales. De plus, l'étude de Radioti et al. (2017) sur les puits forés à cet endroit a mis en évidence la présence d'un gradient de température inverse à cet emplacement (Figure 15). On peut voir que la température du sol est de 12.7°C à 10 mètres de profondeur, mais ne vaut plus que 10.3°C à une profondeur de 95 mètres.

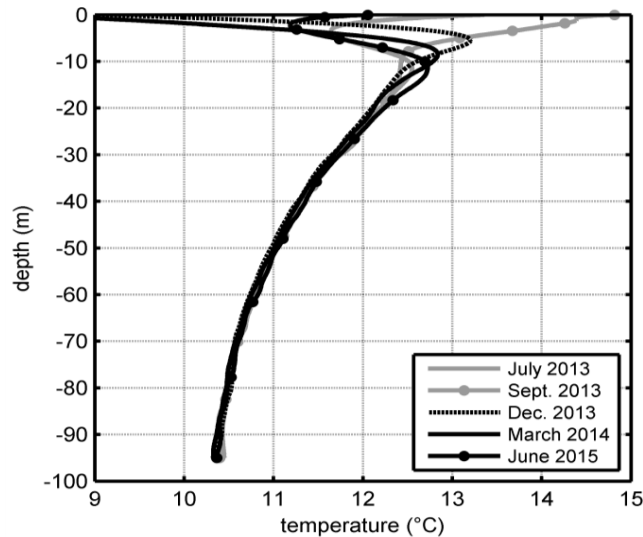


Figure 15 - Température du sol non perturbé mesuré par fibre optique (Radioti et al., 2017).

La température diminue donc avec la profondeur à un taux moyen de $0.25^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$ dans la zone explorée. Ce phénomène est fréquent dans les zones urbanisées où l'on observe une température plus importante du sol à faible profondeur par rapport aux zones rurales. Ce phénomène est appelé *îlot de chaleur urbain souterrain*. Même si les facteurs et processus à son origine sont encore assez mal compris, il apparaît que l'augmentation de la température de l'air des villes n'explique que partiellement ces anomalies. Les pertes de chaleur provenant des caves de bâtiments non isolées peuvent également avoir un impact visible à moins de 100 m de ceux-ci (Ferguson et Woodbury, 2004). De plus, la température du sous-sol est aussi influencée par d'autres structures anthropiques telles que les égouts et tunnels (Menberg et al., 2013).

Bien que la zone considérée ne se trouve pas en zone urbaine, Radioti et al. (2017) a montré que la proximité du feeder ainsi que les fondations du SEGI pouvaient expliquer ces anomalies. Les puits sont en effet situés entre ces deux structures (à 7 mètres du feeder et 15 mètres du centre de données) dont les déperditions ont pu, année après année, augmenter la température du sol et générer ce gradient inversé.

Nous considérerons donc une température moyenne de la zone étudiée de 11.0°C . Cette valeur a été utilisée comme température initiale du sol sur toute la longueur du forage pour l'ensemble des simulations. Selon Eskilson et al. (1987), il n'est en effet pas nécessaire de considérer la variation de température du sol le long du forage dans le cas de stockage géothermique de chaleur, la température moyenne dans le forage constituant une approximation suffisante.

5.1.3. Paramètres thermiques

Le transfert de chaleur dans le sol peut se faire de plusieurs manières : par conduction, par convection, via des cycles d'évaporation/condensation (chaleur latente) et par radiation (Helstorm, 1991). La majorité des échanges s'opèrent cependant via des transferts conductifs. L'étude des transferts par conduction dans le sol nécessite de connaître la valeur de paramètres tels que la conductivité, la capacité et la diffusivité thermique du milieu.

Conductivité thermique

La conductivité thermique (également appelée conductibilité thermique), notée λ , a pour unités le $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et renseigne sur la quantité d'énergie transférée par unité de temps et de surface sous un gradient de température de 1 degré par mètre (Banks, 2008).

Une manière de déterminer la valeur de cette conductivité thermique est le test de réponse thermique. Celui-ci fournit des valeurs globales à l'échelle du forage mais qui sont représentatives de la conductivité in situ. Nous utiliserons dans ce travail la conductivité thermique moyenne déterminée avec cette méthode par Radioti et al. (2016) pour les 4 forages, soit $2.88 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Capacité thermique

La capacité thermique désigne la quantité d'énergie qu'il faut apporter à un corps pour élever sa température de 1 degré (Celsius ou Kelvin). Elle s'exprime en $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ (capacité thermique massique, c) ou $\text{J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$ (capacité thermique volumique).

Une valeur de capacité thermique volumétrique du sol égale à $2300 \text{ kJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$ a été utilisée sur base des valeurs fournies par la littérature pour le type de roches rencontrées (annexe 1).

Diffusivité thermique

Le troisième paramètre important pour décrire les transferts de chaleur dans le sol est la diffusivité thermique notée D . Elle caractérise la capacité d'un matériau à transmettre un signal de température d'un point à un autre et dépend donc de sa capacité et conductivité thermique. Son unité est le $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$ et elle peut être exprimée par : $D = \frac{\lambda}{\rho * c}$, avec ρ la masse volumique du matériau et c sa capacité thermique massique.

5.1.4. Transferts convectifs

Les transferts convectifs peuvent également constituer une part importante des échanges de chaleur mais sont dépendants de la présence de mouvements d'eau dans le sol (flux locaux dus à un gradient hydraulique ou convection naturelle). Ces flux d'eau souterrains dépendent du nombre et de la taille des fractures et fissures, de l'étendue de la zone fracturée et du gradient hydraulique local. Ils sont donc dépendants du site et leur influence sur le comportement thermique du réservoir est très difficile à quantifier (Helstorm, 1991). Ces mouvements d'eau souterrains peuvent de plus significativement augmenter les pertes du réservoir de chaleur. Selon van Meurs (1996), un écran protecteur peut être nécessaire si les mouvements d'eau excèdent 0.05 m.j^{-1} . Les performances du système seront ainsi affectées si la perméabilité intrinsèque du sol dépasse 10^{-12} m^2 (van den Brink et Hoogendoorn (1993), Lund (1985)).

Etant donné la faible perméabilité intrinsèque du type de roches rencontrées à cet endroit (10^{-14} à 10^{-16} m^2 pour le grès peu fracturé, d'après Freeze et Cherry, 1979), l'impact des mouvements souterrains d'eau sur les transferts de chaleur seront négligés. De plus, selon Radioti et al. (2016) la convergence des courbes de conductivité obtenues lors du TRT indique l'absence d'important flux d'eau souterrain.

5.2. Equations

On considère donc que les transferts thermiques dans le sol se font uniquement par conduction et que ses propriétés thermiques peuvent être représentées par des valeurs constantes. Le logiciel Lagamine a été utilisé pour simuler les transferts conductifs de chaleur dans le sol entourant l'échangeur. Il est développé depuis une vingtaine d'années à l'université de Liège et permet d'effectuer des simulations numériques en utilisant la méthode des éléments finis.

Les modèles ont été construits en 2 dimensions et deux configurations ont été utilisées : les modèles axisymétriques et les modèles plans. La configuration axisymétrique a permis de simuler un seul puit,

mais ne pouvait pas être utilisée pour plusieurs forages, la symétrie n'étant plus respectée. Des modèles plans ont donc été utilisés pour simuler l'interaction entre forages.

Le logiciel permet notamment de simuler la conduction et l'accumulation de chaleur dans les solides à partir de l'équation d'équilibre :

$$\partial_i f_i + Q = \dot{S}$$

Avec f le flux de chaleur, Q un puits de chaleur et \dot{S} le stockage.

Le logiciel utilise la loi de Fourier pour déterminer le flux de chaleur :

$$f_i = -\lambda \partial_i T$$

Tandis que le terme de stockage thermique dépend de la température :

$$\dot{S} = fct(T)$$

(Charlier et al., 2011).

La méthode des éléments finis consiste à diviser le champ étudié en sous domaines de forme simple appelés *éléments finis*. Ces éléments forment le maillage. Dans chacun d'entre eux, l'équation décrivant les variables à déterminer est résolue. Des valeurs communes de ces variables sont déterminées au niveau des nœuds qui lient les éléments finis ensemble. Lagamine propose plusieurs options de maillages, la plus adaptée à ce type de modèle a été d'adopter un maillage régulier formé de quadrilatères.

5.3. Dimensionnement de l'échangeur géothermique

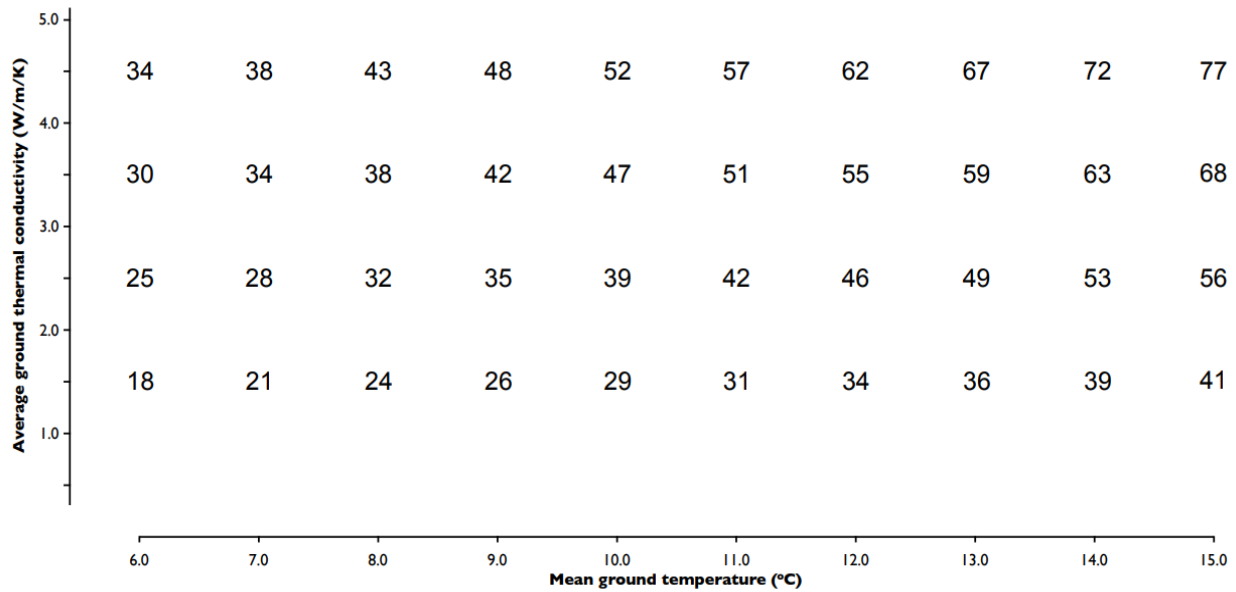
5.3.1. Flux linéique maximum

Le dimensionnement de l'échangeur géothermique est un point crucial dans ce genre d'installation. S'il est sous dimensionné, c'est le système complet qui ne fonctionnera pas correctement, que ce soit dès le début ou après quelques années. Inversement, s'il est surdimensionné, un important investissement inutile aura été effectué et le système sera moins efficace (Spiliter et Bernier, 2016).

Pour de petites installations, il est possible de déterminer la longueur de sondes géothermiques nécessaire directement via des tables indiquant la puissance spécifique d'extraction en Wm^{-1} , c'est-à-dire le flux de chaleur maximum pouvant être échangé par unité de longueur de forage de l'échangeur. De telles données sont par exemple proposées par la directive allemande VDI 4640, la norme suisse SIA 384/6 ou encore la norme NBN EN 15450.

Les valeurs de ces ratios dépendent de nombreux paramètres et sont modulés en fonction du type de sol rencontré et de ses propriétés physiques. Les standards proposés ne sont donc valables que sous certaines hypothèses concernant notamment les heures de service et la puissance de la PAC ainsi que la disposition et l'espacement des forages. De plus, ces données ne tiennent pas compte de l'effet régénérateur causé par un apport extérieur de chaleur et il est recommandé d'effectuer des simulations permettant de tenir compte des interactions entre les différents puits pour des installations de plus grande ampleur (AFPG, 2014). Il est donc plus indiqué dans le cas de cette étude de définir des valeurs plus adaptées. Ces valeurs de référence pourront servir de base de comparaison. Le Tableau 1 issu de la norme MIS 3005 reprend ces valeurs pour une installation de moins de 30 kW dont les forages sont éloignés d'au moins 6 m.

Tableau 1 - Puissance maximum pouvant être exploitée par unité de longueur d'échangeur géothermique ($W.m^{-1}$) pour une durée de fonctionnement équivalente à 1800 heures à pleine puissance (MIS 3005).



Le flux linéique maximum de chaleur qu'il sera possible d'injecter et de prélever du réservoir dépend de la différence de température entre le fluide caloporteur et le sol du réservoir. Le modèle développé sur Lagamine ne comprend que le sol entourant le forage et non le forage lui-même et permet donc uniquement de déterminer la température du sol du réservoir. Il est ensuite possible de déterminer la température du fluide circulant dans les tubes à partir de la température à la limite du forage grâce à la résistance de forage introduite au point 2.2.8. Le Tableau 2 reprend les valeurs de résistances des 4 puits déterminés par Radioti et al. (2016) en fonction du matériau de remplissage utilisé (grouting).

Tableau 2 - Résistance thermique du puits pour différents matériaux de remplissage (Radioti et al., 2016).

BHE	grouting	λ_{grout} (W/mK)	water/mortar (l/kg)	R_b (Km/W)
B1	Geosolid (silica sand-based)	2.35*	0.25*	0.082
B2	Füllbinder (bentonite-based)	0.95*	0.6-1.0*	0.097
B3	Geosolid (silica sand-based)	2.35*	0.25*	0.080
B4	Homemade admixture with graphite	2.5**	0.35**	0.083

* handbooks ** Erol and François (2014)

La différence de température en exploitation est limitée par la température de retour du fluide caloporteur à la pompe à chaleur. On estime souvent que celle-ci ne peut descendre en dessous de $-4^{\circ}C$, sans quoi le fluide se mettrait à geler (Underwood, 2016). De plus, atteindre des températures négatives dans les puits n'est pas favorable puisque des risques de gel pouvant endommager les forages apparaissent. Il a donc été considéré que la température du fluide caloporteur à l'entrée du puits ne pouvait être inférieure à $0^{\circ}C$. La température à la sortie du puits dépend de la capacité thermique du fluide caloporteur et de son débit, mais est généralement 3 à $4^{\circ}C$ supérieure à sa température à l'entrée.

5.3.2. Configuration de l'échangeur géothermique

La configuration de l'échangeur ayant un impact sur cette puissance linéique maximum, l'influence du nombre de puits et de la distance les séparant a été étudiée afin de pouvoir dimensionner au mieux l'échangeur géothermique. La distance entre les puits dans le cas de stockage de chaleur est généralement comprise entre 4 et 6 m. Cette distance est cependant très dépendante du système considéré et de son utilisation et peut quelquefois s'éloigner significativement de cette gamme de valeurs. Zhang et al. (2012) ont par exemple étudié un système composé de 144 forages séparés de seulement 2.25 m. Quatre modèles d'échangeurs (A, B, C et D) composés respectivement de 1, 9, 25 et 37 puits ont été créés (Figure 16). Pour chacun de ces échangeurs, l'influence de la distance séparant les puits a été testée en la faisant varier de 3 à 9 m. Le rayon des forages est chaque fois de 6.8 cm.

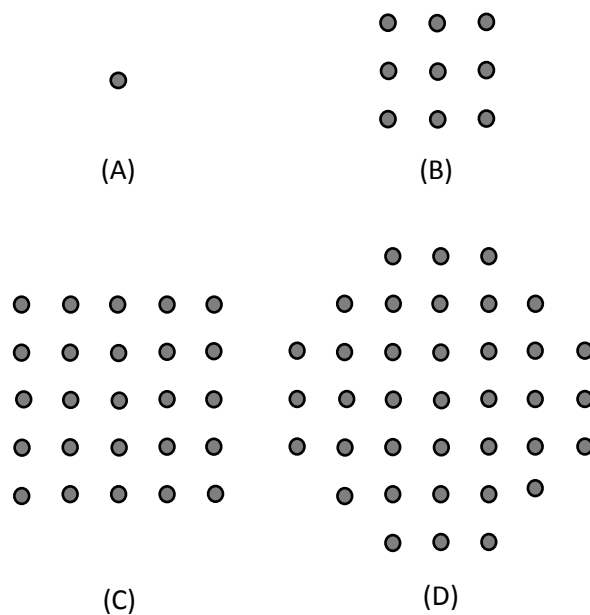


Figure 16 - Configurations des différents échangeurs testés avec : 1 puits (A), 9 puits (B), 25 puits (C) et 37 puits (D).

Le modèle utilisé pour cela est un modèle plan en deux dimensions. La longueur du sol est donc infinie selon l'axe z et les effets de bord (surfaces supérieures et inférieures du réservoir) ne sont donc pas pris en compte. Cela permet en revanche de ne pas avoir à introduire d'hypothèses quant à la profondeur des forages et donc de pouvoir comparer directement les résultats des différents modèles entre eux. Étant donné la symétrie du champ de forages par rapport aux axes x et y, seul un quart du réservoir a été modélisé (Figure 17), ce qui a permis de réduire significativement les temps de calculs.

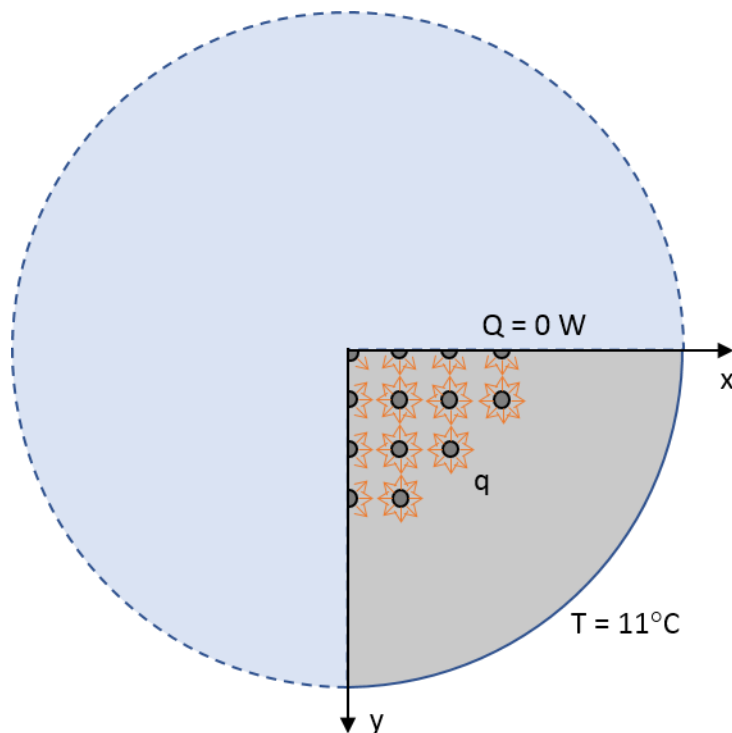


Figure 17 - Modèle de l'échangeur de 37 puits.

La température à la limite du modèle est fixée à 11°C tandis que le flux de chaleur traversant les axes de symétrie est nul. Le flux à la limite des forages est imposé et est calculé à partir des données horaires de consommation de l'Institut et de production du SEGI fournies par les deux premières parties.

IV. Résultats et discussion

1. SEGI

1.1. Systèmes actuels de refroidissement et régulation

Les serveurs du centre de calcul du SEGI sont regroupés dans 7 racks émettant jusqu'à 16 kW chacun et fonctionnant en permanence (24 heures sur 24 et 7 jours sur 7) avec une consommation électrique relativement constante. Le dispositif est dédoublé avec celui du CHU afin qu'ils soient opérationnels à tout moment : les données sont enregistrées sur les serveurs des deux sites tandis que la puissance de calcul est répartie entre eux. Chacun utilise jusqu'à 50% de sa capacité de calcul en temps normal et, en cas de panne de l'un d'eux, l'autre peut alors fonctionner à 100% de manière à compenser cette perte. Les fluctuations de la consommation énergétique du dispositif proviennent des systèmes de refroidissement et sont causées par les variations des températures extérieures au cours de l'année impactant leur efficacité. De plus, la toiture métallique et la faible isolation du plafond de la salle conduisent à des apports solaires et donc à un besoin en refroidissement encore accru durant les périodes d'ensoleillement. La zone télécom abrite le matériel lié au réseau de téléphonie et est également incluse dans la zone conditionnée, bien que ses émissions de chaleur soient minimales par rapport à celles des serveurs.

Le SEGI utilise l'air pour refroidir son matériel informatique et trois systèmes pouvant fonctionner simultanément sont utilisés : le free cooling, les CRACs et le LCP.

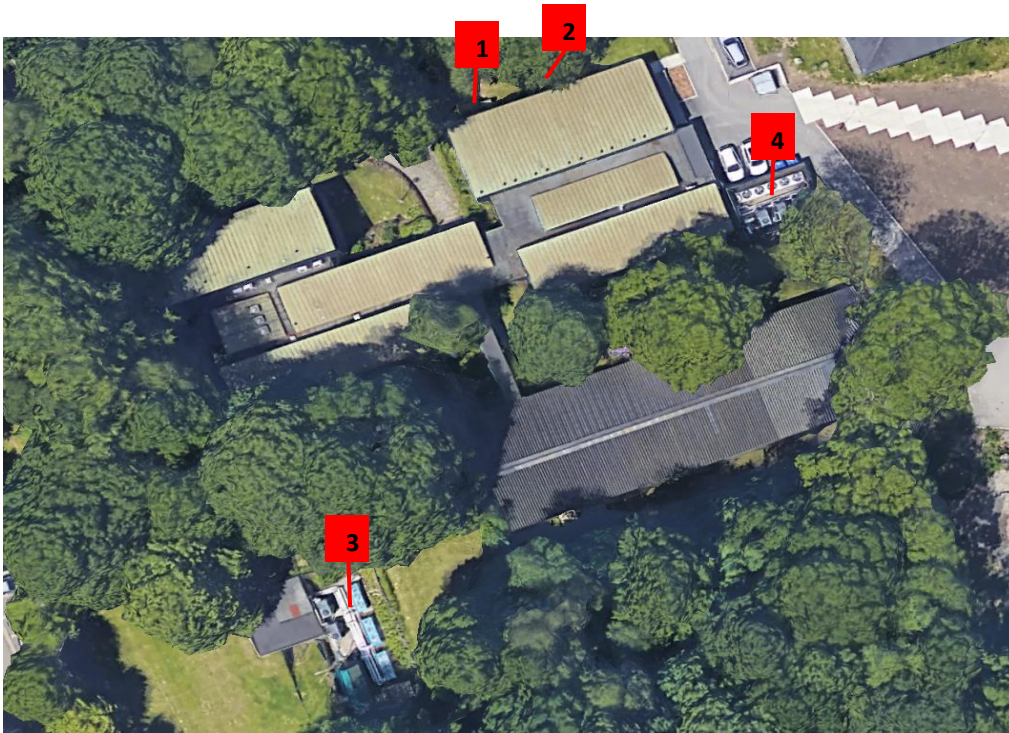


Figure 18 - Vue aérienne du SEGI avec : bouches d'entrée (1) et de sortie (2) du free cooling, point de rejet de la chaleur des CRACs (point X) (3) et point de rejet de la chaleur du LCP (4).

1.1.1. Free cooling

Fonctionnement

Le premier système utilise le principe de free cooling à air vu précédemment. Il s'agit de renouveler l'air chaud de la salle avec de l'air provenant de l'extérieur lorsque celui-ci est plus frais. Ce premier dispositif est schématisé à la Figure 19. Des capteurs mesurent la température de l'air extérieur et de celui de la salle. Lorsque la température de l'air extérieur est suffisamment basse, l'air extérieur est pulsé dans la salle (groupe de pulsion (1)) tandis que l'air chaud de la salle est extrait (groupe d'extraction (2)).

Le système installé au SEGI possède en outre des compresseurs (3) permettant de rafraîchir l'air envoyé vers la salle si nécessaire. Les calories sont alors pompées à l'air juste avant qu'il ne soit injecté dans la salle (4) et la chaleur excédentaire est absorbée par l'air rejeté (5). Ce dispositif agit uniquement sur la température de l'air ambiant de la salle et est donc assez peu efficace pour abaisser la température des serveurs.

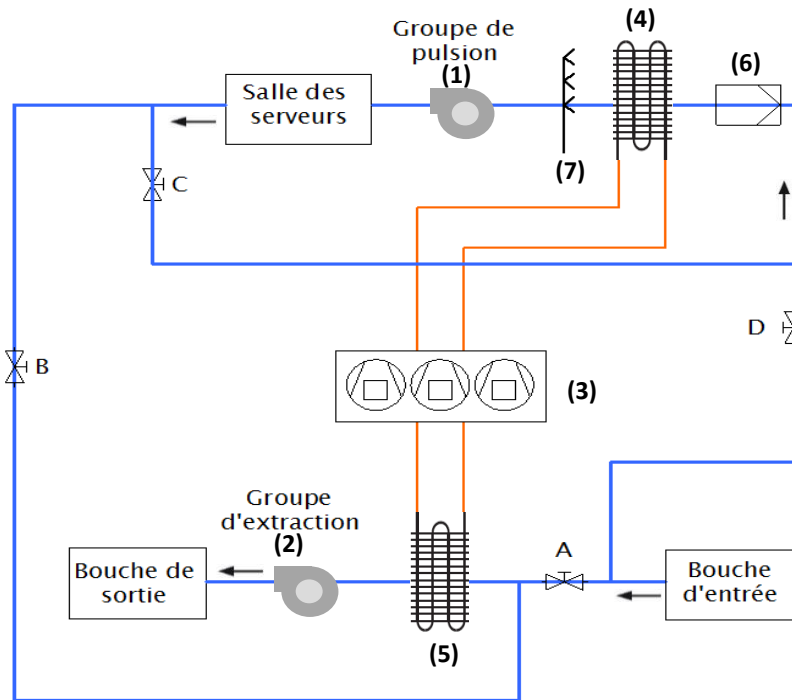


Figure 19 - Schéma du système de free cooling.

Régulation

Ce système de refroidissement possède deux modes de fonctionnement : "normal" et "été". Quatre registres (systèmes de plaque permettant de contrôler le passage d'air dans le conduit), représentés ici par les vannes, permettent de passer d'un mode à l'autre. En fonctionnement normal, les registres A et C sont fermés tandis que B et D sont ouverts. Il s'agit du free cooling à air direct : l'air chaud de la salle est extrait et rejeté dans l'atmosphère tandis que de l'air neuf provenant de l'extérieur y est pulsé. Cependant, il est également important que la température de l'air pulsé à l'intérieur de la salle ne soit pas trop faible. Si celle-ci devient inférieure à 8°C, le registre C commence à s'ouvrir et les registres B et D à se refermer, ce qui permet de faire recirculer une partie de l'air de la salle, afin d'augmenter la température de l'air de pulsion. Lorsque la température de l'air extérieur dépasse les 15°C, le groupe frigorifique se met en marche. Celui-ci est constitué d'un évaporateur (4), d'un condenseur (5) et de 3 compresseurs de 20 kW chacun. Ces compresseurs se déclenchent en cascade en fonction de l'augmentation de la température de l'air pulsé dans la salle.

En mode de fonctionnement "été", les registres A et C sont ouverts, tandis que B et D sont fermés en permanence. L'air intérieur circule donc en boucle fermée, tandis que l'air extérieur, trop chaud pour rafraîchir directement la salle, est utilisé pour refroidir l'évaporateur. Il n'y a donc plus d'échange d'air avec l'extérieur, uniquement d'énergie thermique.

Chaleur émise et température

La température de l'air froid pulsé par ce système est donc comprise entre 8 et 15°C. L'air chaud récupéré est à la température de la salle dont la consigne est établie à 24 °C. Notons également que lorsque le système frigorifique est en marche, de la chaleur supplémentaire est rejetée au niveau du condenseur ce qui peut faire augmenter la température de l'air rejeté.

Ce premier système de refroidissement semble donc assez difficile à coupler avec une PAC géothermique. La récupération de la chaleur émise nécessiterait d'ajouter un échangeur et, du fait de

la température ambiante limitée de la salle, il ne serait pas possible d'atteindre des températures permettant d'augmenter celle du réservoir de façon importante. L'utilisation d'une PAC à air ou encore la pulsion de cet air chaud dans le bâtiment à chauffer pourraient constituer d'autres moyens plus adaptés de récupérer cette chaleur, mais ne s'intègre pas au système concerné par cette étude.

1.1.2. CRAC

Fonctionnement

Le deuxième système présent au SEGI sont les CRACs (Computer Room Air Conditioning). Même si une seule est suffisante pour assurer son refroidissement, la salle comporte deux CRACs fonctionnant en alternance et permettant de continuer à refroidir les serveurs en cas de panne de l'une d'entre elles. Les CRACs pulsent de l'air frais dans les allées froides, à la base des racks, et récupèrent l'air échauffé par les serveurs au-dessus de ceux-ci (Figure 20).



Figure 20 - Allée froide (gauche) et chaude (droite) du SEGI.

Le froid est apporté aux CRACs par un circuit d'eau réfrigérée générée par un dispositif situé quelques mètres à l'arrière du SEGI, au point X (Figure 18). Ce système est schématisé à la Figure 21. Après avoir absorbé les calories apportées par l'air de la salle, l'eau échauffée quitte la CRAC et est amenée au point X. A cet endroit, elle passe tout d'abord par trois groupes d'aéroréfrigérants (1) installés en parallèle. Ceux-ci sont chacun composés de trois ventilateurs qui soufflent de l'air extérieur autour des tubes à l'intérieur desquels circule l'eau à rafraichir. Une série de vannes permet de les faire fonctionner simultanément ou non en fonction des besoins.

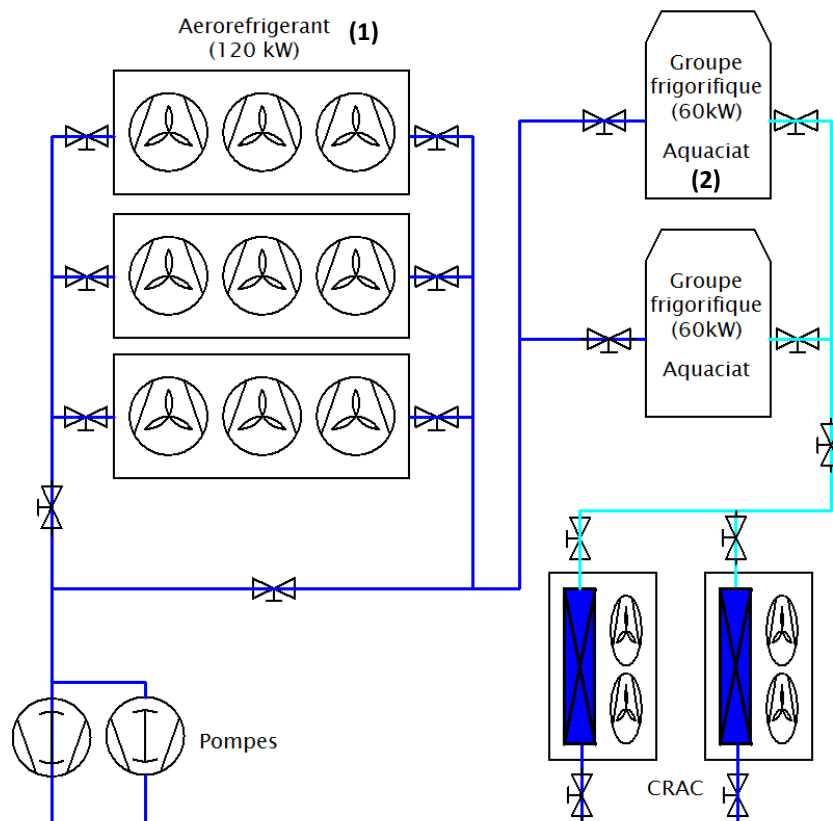


Figure 21 - Schéma du système CRAC.

L'eau traverse ensuite deux refroidisseurs d'une puissance frigorifique nette de 60 kW chacun (2) eux aussi placés en parallèle. Ces appareils fonctionnent de la même manière qu'une pompe à chaleur en mode refroidissement : la chaleur est absorbée au niveau d'un évaporateur pour ensuite être rejetée par le condenseur. Notons que le passage par les aéroréfrigérants peut être court circuité lorsque la température de l'air extérieur est trop importante pour refroidir efficacement l'eau, celle-ci arrivant alors directement aux refroidisseurs.

Chaleur émise et température

La chaleur absorbée par ce système est présente en plusieurs endroits et sous diverses formes. Elle peut tout d'abord être récupérée dans la salle, à l'entrée des CRACs. Elle se présente à cet endroit sous la forme d'air à 24°C. La température de la chaleur récupérée est donc assez faible par rapport à celles les plus fréquemment rencontrées dans la littérature. Pour ce type de refroidissement, il est en effet généralement possible de récupérer de l'air chaud à la sortie des armoires à une température comprise entre 30 et 40°C (Ebrahimi et al., 2014). Cependant, le système rencontré ici est un peu particulier puisque la séparation entre les allées n'est que partielle. L'allée froide est simplement limitée sur le dessus par une plaque de plexiglass tandis que l'allée chaude est entièrement ouverte. La salle ne possède donc pas de réelle allée chaude, l'ensemble de la pièce remplissant ce rôle. L'air chaud quittant les racks est en conséquence directement mêlé à celui de la pièce. La chaleur fatale est ensuite transférée au circuit d'eau réfrigérée. Elle peut également être exploitée sous cette forme, mais sa température n'est que de 16 °C à cet endroit et doit idéalement être abaissée à 10°C. Un troisième endroit où la chaleur du système peut être récupérée est au niveau des condenseurs des aéroréfrigérants. La température à cet endroit n'est pas fixe et peut varier dans une gamme assez importante en fonction des conditions extérieures. Elle est nécessairement plus importante que la température de l'atmosphère afin que les échanges de chaleur se fassent vers celle-ci. Ces appareils peuvent fonctionner avec une température de l'air valant jusqu'à 46°C. Cet endroit est donc un point

de collecte très intéressant puisque les refroidisseurs peuvent être utilisés pour relever significativement la température de la chaleur fatale.

Néanmoins, deux éléments doivent être pris en compte. Tout d'abord, dans la stratégie de fonctionnement actuelle, la totalité de la chaleur évacuée par ce système ne transite pas par les refroidisseurs puisqu'une partie peut être évacuée au niveau des aéroréfrigérants. Ce point de sortie est d'ailleurs privilégié par rapport aux refroidisseurs puisqu'il ne requiert pas de compresseur et est donc moins gourmand en énergie. Ensuite, les performances et donc la consommation des refroidisseurs dépendent de la température extérieure : l'absorption de 1 kW de chaleur leur demandera ainsi 0.22 kW d'électricité lorsque la température extérieure est de 25 °C, mais 0.41 kW si celle-ci monte à 46°C selon le manuel technique de l'appareil. De la chaleur à une température plus intéressante peut donc être récupérée à cet emplacement, mais une surconsommation du système peut apparaître si celle-ci est trop élevée.

1.1.3. LCP

Fonctionnement

Le dernier système contribuant au refroidissement du matériel informatique est appelé LCP pour *Liquid Cooling Package*. Il s'agit d'un dispositif inclus dans les racks et pulsant directement de l'air réfrigéré sur les serveurs. Il permet de contrôler beaucoup plus efficacement la température de ceux-ci et évite notamment la formation de points chauds. Ce dispositif est alimenté en froid par un système semblable à celui qui alimente les CRACs et situé le long du SEGI (Figure 22).

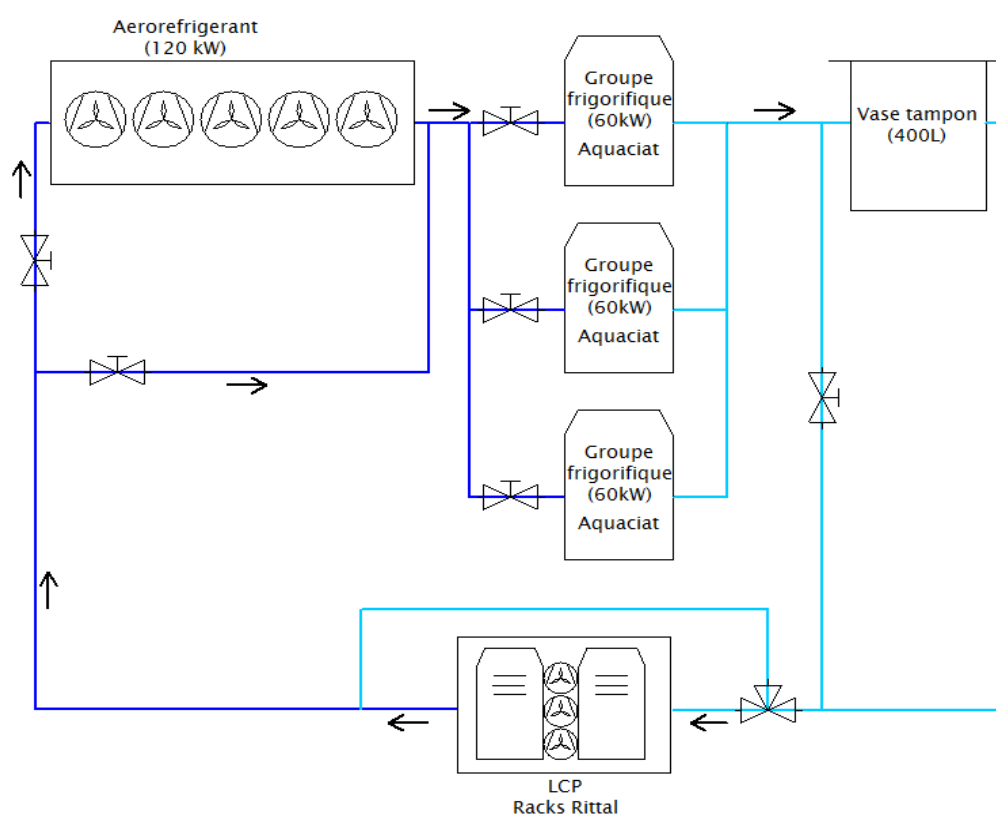


Figure 22 - Schéma du système LCP.

L'eau à refroidir passe d'abord par un groupe d'aéroréfrigérants d'une puissance de 120 kW. Un groupe de 3 refroidisseurs disposés en parallèle se charge ensuite d'abaisser la température de l'eau jusqu'à 10 °C.

Chaleur émise et température

Comme pour le système précédent, la chaleur peut être récupérée à la sortie des racks, dans le circuit d'eau réfrigérée ou au niveau du condenseur des refroidisseurs. Ceux-ci appartiennent au même modèle que ceux utilisés pour alimenter les CRACs en eau réfrigérée et posent donc des contraintes identiques.

1.2. Consommation et quantité de chaleur émise

Il n'existe pas de mesures directes de la quantité de chaleur rejetée par les refroidisseurs et aéroréfrigérants. La quantité de chaleur évacuée par le système de free cooling peut en revanche être estimée en intégrant les différences de températures des flux d'air entrant et sortant de la salle. La quantité de chaleur totale produite peut en outre être estimée à partir des données de consommations des différents éléments (serveurs, systèmes de ventilation et de refroidissement situés à l'intérieur de la salle).

La Figure 23 représente les consommations mensuelles liées au système de free cooling (compresseurs (A) et ventilation (B)), ainsi qu'une évaluation de la quantité de chaleur évacuée par ce système (C).

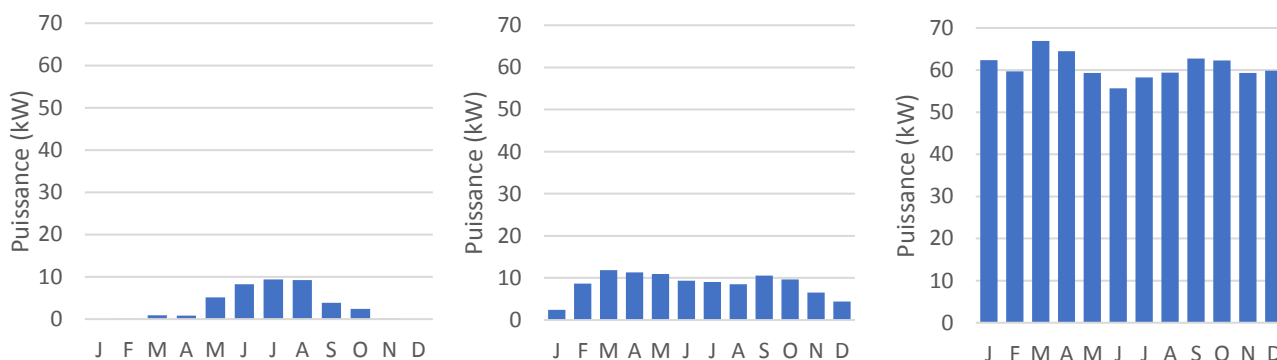


Figure 23 - Puissances consommées par les compresseurs (A), les groupes de ventilation (B) et chaleur rejetée (C) par le système de free cooling.

Les consommations mensuelles des trois systèmes de refroidissement sont représentées à la Figure 24. Notons que seules les consommations des dispositifs situés à l'intérieur de la salle sont comptabilisées.

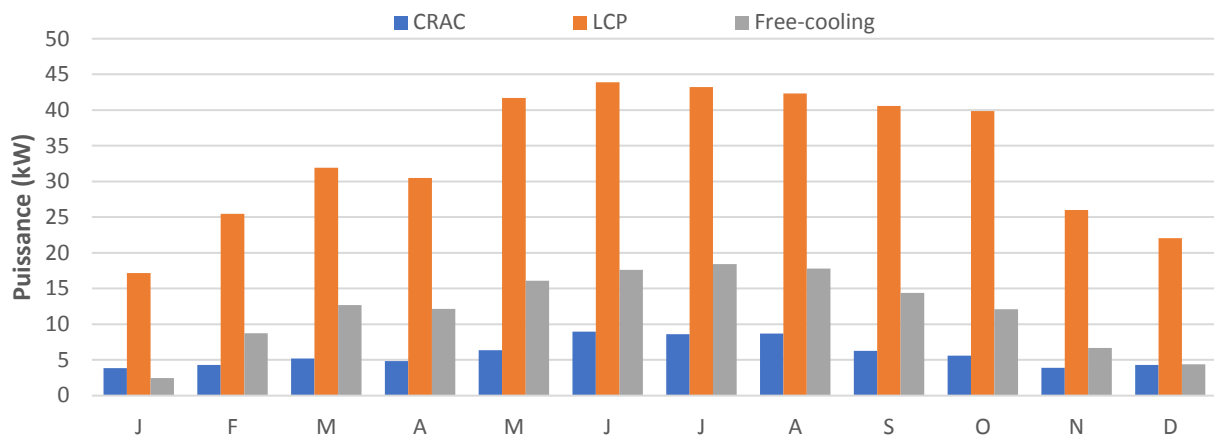


Figure 24 - Moyennes mensuelles des consommations des dispositifs intérieurs des trois systèmes de refroidissement.

Il n'y a en revanche pas de données de consommations individuelles des serveurs qui permettraient de déterminer directement la quantité de chaleur émise par ceux-ci. La consommation des systèmes UPS est en revanche connue. Les systèmes UPS (*uninterruptible power supply*) sont des dispositifs permettant à la fois de stabiliser le courant qui alimente les serveurs et de continuer de fournir ceux-ci en électricité durant une courte période le temps que les générateurs démarrent en cas de panne de courant. Leur consommation est assez stable durant toute l'année et vaut 137 kW. Une perte de transformation de 10% a été retranchée à la consommation de ce système et la consommation des serveurs est donc estimée à 123 kW.

Chaleur récupérée

Le free cooling est de loin le système de refroidissement le plus efficace. Il tire en effet parti du fait que l'air extérieur se trouve à une température plus faible que celui de la salle une bonne partie de l'année ou rafraîchit directement celui-ci lorsque ce n'est pas le cas. Il agit donc directement sur l'air de la salle et se passe de l'intermédiaire du circuit d'eau glacée, ce qui lui permet des économies d'énergies considérables. De plus, ses compresseurs fonctionnant par intermittence, uniquement durant les périodes nécessaires, leur consommation annuelle est extrêmement basse (Figure 23). Notons cependant que ce système ne peut suffire à lui seul puisque l'air pulsé n'est pas assez proche des serveurs pour refroidir efficacement ceux-ci.

En revanche, comme l'air est le seul médium transportant la chaleur, ce système est assez inadapté à l'utilisation d'une pompe à chaleur géothermique et au raccordement avec le réservoir de chaleur. Pour cette raison et étant donné la très bonne efficacité de ce système, la chaleur évacuée par celui-ci n'a pas été comptée dans le total de chaleur disponible.

Il est toutefois envisageable de changer la stratégie de pilotage du système de refroidissement pour que la chaleur évacuée par le free cooling soit prise en charge par les autres systèmes (CRACs et LCP) afin que toute la chaleur puisse transiter par les refroidisseurs. Ces systèmes sont cependant moins efficaces que le free cooling, ce qui signifie qu'une surconsommation d'énergie pourrait apparaître. Celle-ci est difficile à quantifier sans un monitoring plus complet des systèmes. Il est donc nécessaire que la valorisation de cette chaleur supplémentaire soit profitable et compense cette surconsommation.

Le pilotage du système n'a cependant pas été modifié. De cette manière, il était possible d'une part de travailler avec des données de consommation réelles, sans devoir faire d'hypothèses sur l'effet d'un tel changement de stratégie de pilotage, et d'autre part de considérer la chaleur rejetée comme

« gratuite » dans les calculs de cout, étant donné qu'il n'y avait pas de consommation supplémentaire entraînée par une modification du pilotage. De plus, l'une des hypothèses de ce travail est que la chaleur est utilisée uniquement pour répondre aux besoins de l'Institut Montefiore. Or, la quantité de chaleur produite par le SEGI s'est avérée assez importante par rapport à la consommation de ce bâtiment pour qu'il ne soit pas indispensable de maximiser sa récupération.

Il a en revanche été considéré que les puissances consommées par les CRACs et les systèmes LCP (hors dispositifs de refroidissement extérieurs) étaient intégralement converties en chaleur et que celle-ci se retrouvait dans la salle. Le graphe de la Figure 25 représente l'évolution durant une année du flux de chaleur considéré comme récupérable par le système étudié.

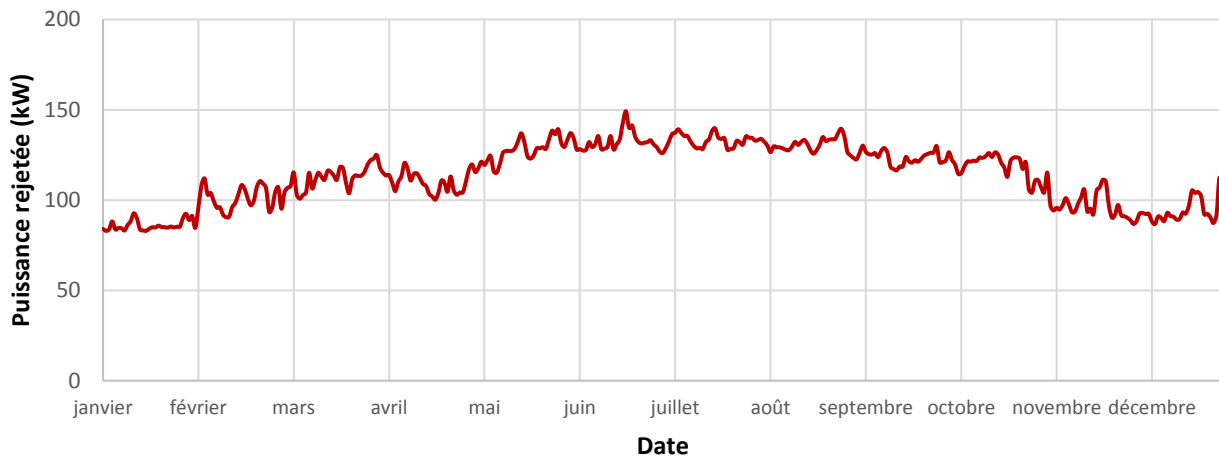


Figure 25 - Evolution de la quantité de chaleur évacuée durant l'année.

1.3. Modifications nécessaires

D'un point de vue plus technique, la chaleur peut être facilement récupérée au niveau du circuit d'eau réfrigérée sans grande modification du système actuel. Un simple branchement aux CRACs et au circuit d'eau du LCP permettrait de récupérer la totalité de la chaleur transitant par ces deux systèmes avant qu'elle ne soit dissipée par les aérorefrigérants et refroidisseurs. Cependant, l'eau circulant à cet endroit est à une température bien trop basse que pour pouvoir permettre un transfert de chaleur vers le réservoir (10-16°C). Notons que la tendance actuelle chez les centres de données plus récents est à l'augmentation des températures des groupes de froid. Il n'est en effet pas absolument nécessaire d'utiliser une eau réfrigérée à 10°C pour refroidir les serveurs. Le but est à l'origine de diminuer les consommations des systèmes de refroidissement, mais cela permet également d'obtenir une chaleur fatale de meilleure qualité. De tels changements nécessitent néanmoins de repenser la totalité du système car celui-ci n'est pas conçu pour fonctionner avec des températures aussi élevées.

Cette même chaleur est toutefois présente à des températures plus intéressantes au niveau des condenseurs des refroidisseurs mais sa récupération y est plus complexe. Les refroidisseurs actuels possèdent en effet des condenseurs à air : ils sont composés de tubes à ailettes entre lesquels est soufflé l'air extérieur. Il serait donc nécessaire de modifier ceux-ci afin d'intégrer un échangeur de chaleur à cet endroit. Or ces refroidisseurs sont des systèmes compacts, dans lesquels tout est intégré et ne sont pas prévus pour que la chaleur y soit récupérée. Ce dispositif serait donc difficile à coupler avec le circuit d'eau glycolée de l'échangeur géothermique.

Il existe cependant un second type de refroidisseur bien plus adapté à la récupération de chaleur : les refroidisseurs de liquide à condensation à eau. Le principe reste le même excepté qu'un circuit d'eau est utilisé plutôt que l'air extérieur pour dissiper la chaleur, ce qui permet d'intégrer beaucoup plus facilement le circuit géothermique. L'avantage d'un tel système est que l'énergie nécessaire pour faire circuler de l'eau est moins importante que pour pulser l'air à travers les ailettes. Ce système est habituellement combiné à une tour de refroidissement permettant d'évacuer la chaleur (Zhang et al., 2015). Dans notre cas, ce rôle serait essentiellement rempli par l'échangeur géothermique. Une tour de refroidissement serait toutefois nécessaire pour permettre de dissiper la chaleur excédentaire. Celle-ci est en revanche moins compacte que les refroidisseurs actuels. De plus, dans le cas où elle est ouverte (Figure 26), son entretien est également plus important.

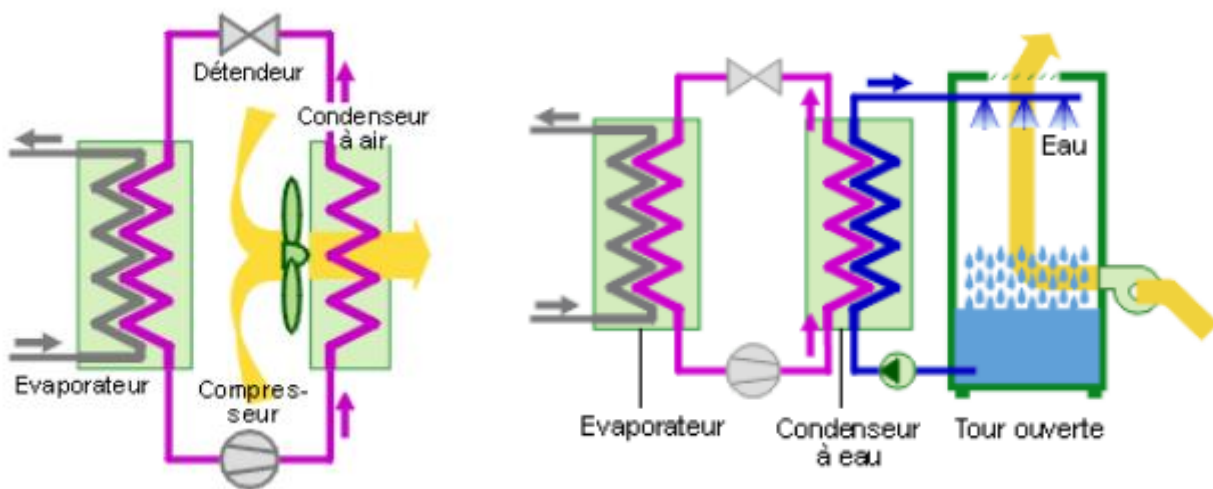


Figure 26 - Condenseur à air (droite) et condenseur à eau avec tour de refroidissement (gauche) (©Energieplus).

Une seconde possibilité permettant d'adapter le système de refroidissement à la récupération de chaleur est l'utilisation de systèmes VRV (*Volume de Réfrigérant Variable*). Ces systèmes sont initialement prévus pour fournir à la fois du froid et du chaud. Il s'agit du même fonctionnement que les refroidisseurs actuels mais ces dispositifs sont prévus pour que la chaleur puisée au niveau des évaporateurs puisse être récupérée (Jacquard et Sandre, 2008). Ceux-ci sont donc plus simples à mettre en place mais moins performants que la première solution.

2. Institut Montefiore

2.1. Analyse de la situation existante et création du modèle

2.1.1. Informations générales

L'Institut Montefiore est situé au n°10 Allée de la Découverte à Liège, en Belgique. Ses coordonnées sont 50° 35' 09'' Nord 5° 33' 37'' Est. La Figure 27 représente une vue aérienne des bâtiments modélisés.



Figure 27 - Vue d'ensemble de l'Institut Montefiore (GoogleEarth©).

2.1.2. Description globale

L'Institut Montefiore est situé au cœur du massif forestier du Sart Tilman à Liège, au sein du quartier Polytech. Il abrite le département d'électricité, électronique et informatique de l'université. La construction de ce bâtiment s'est déroulée en trois étapes. La première remonte à 1975 et est suivie par le transfert intégral de l'Institut (auparavant situé rue Saint-Gilles) en 1987. Elle s'achève en 1997 avec la construction de l'Institut de mathématique situé en face et auquel il sera relié par une passerelle. Ce bâtiment est donc apparu durant la deuxième phase de construction du Sart Tilman s'étalant des années 70 à 1990. Celle-ci est caractérisée par des édifices aux formes plus complexes et variées. L'Institut comporte en effet plusieurs volumes ainsi que des ailes secondaires jouxtant les volumes principaux (Figure 27). Cette deuxième phase de construction s'inscrit également dans un contexte de problèmes financiers dont souffre l'Université depuis le début des années 70. Les principaux matériaux utilisés sont les blocs de bétons maçonnés ainsi que les ardoises noires à l'extérieur et le bois à l'intérieur.

2.1.3. Affectation principale

Son occupation est principalement journalière du lundi au vendredi et suit les horaires scolaires. Les plans d'architecte de 1975 décomposent l'Institut en 5 zones (Figure 28). Une sixième et septième zone reprenant les ailes construites ultérieurement ont été ajoutées (zone F et G, Figure 29). Le Tableau 3 résume l'occupation de chaque zone.

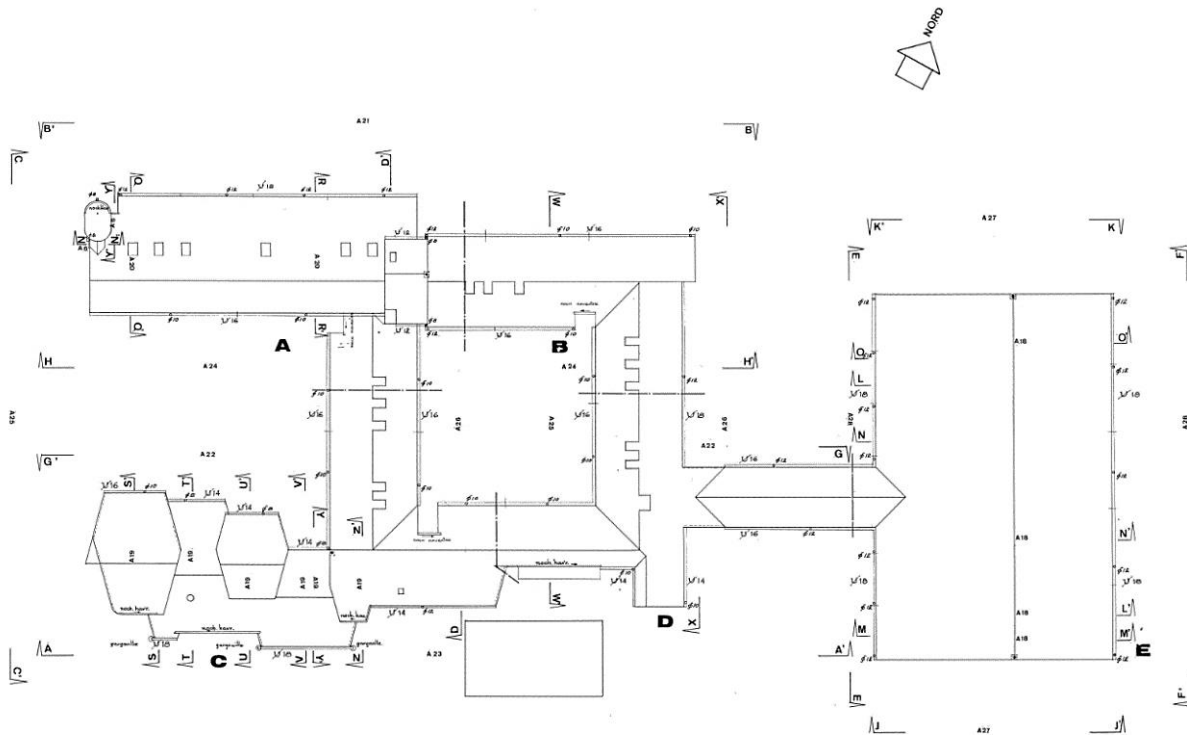


Figure 28 - Découpage de l'Institut Montefiore en zones (Plans d'architecte, 1975).

Tableau 3 - Affectations principales des différentes zones de l'Institut Montefiore.

Zone	Affectation
Zone A	Bureaux Bibliothèque Salle informatique Laboratoire
Zone B	Bureaux Laboratoires
Zone C	Auditoires Salles de réunion Bureaux Toilettes Conciergerie
Zone D	Salles de cours Bureaux
Zone E	Laboratoire d'acoustique
Zone F	Laboratoire d'électricité (pyramide)
Zone G	Salle de réunion

Les étages supérieurs (0, +1 et +2) sont principalement occupés par des bureaux, salles de cours et de réunion, tandis que le sous-sol (-1) accueille les laboratoires. Le bâtiment comporte deux auditorios situés dans la zone C.

2.1.4. Démarche

Pour chaque type de paramètre d'entrée, le logiciel DesignBuilder propose des valeurs par défaut correspondant à de nombreuses utilisations et types de bâtiments (hôtels, hôpitaux, collèges, bureaux, etc.). Une première série de simulations a été effectuée en conservant tout d'abord les valeurs proposées par le programme pour les paramètres qu'il était difficile de déterminer avec précision. Le modèle a ensuite été calibré en précisant leurs valeurs de manière que la consommation annuelle de l'Institut corresponde davantage aux valeurs attendues pour ce type de bâtiment. L'annexe 3 reprend les valeurs finales de l'ensemble des paramètres d'entrée.

2.1.5. Géométrie du modèle

La partie centrale du bâtiment comporte 3 étages (-1 à +1), tandis que l'aile ouest de la zone A en comporte 4 (-1 à +2) et celle des zones C, E et F sont principalement établies au rez-de-chaussée. Bien que la hauteur des étages soit la même dans les différentes zones, ceux-ci ont parfois tendance à s'établir à des niveaux légèrement différents. Le rez-de-chaussée de la zone A est par exemple à 243 m au-dessus du niveau de la mer, tandis que celui de la zone C est à seulement 242 m. Afin de faciliter l'élaboration de la géométrie du modèle, l'ensemble des étages ont été ramenés au même niveau.

La géométrie de chaque zone a ensuite été recréée en 3 dimensions (Figure 29). La majeure partie de l'Institut a pu être modélisée, mais certaines caves n'ont toutefois pas été prises en considération étant donné leur faible impact sur les besoins du bâtiment et leur affectation incertaine.

DesignBuilder permet de construire automatiquement les toitures en choisissant leur pente et venant les ajouter à l'étage désiré. Celles-ci peuvent être à simple ou double versant, avec ou sans pignons.

La plupart des toitures de l'Institut ont pu être fidèlement répliquées en utilisant ces types de faitages, à l'exception de celles de la zone C. La forme complexe de cette aile n'a en effet pas permis au programme de construire une toiture à double versant telle qu'elle se présente dans la réalité.

Le logiciel DesignBuilder permet de diviser le bâtiment en différents blocs, eux même séparés en zones. Pour chaque zone, il est possible de définir individuellement un type d'utilisation. Ces zones correspondent à des pièces et constituent donc une échelle tout à fait différente des 5 zones définies par les plans d'architecte, ces dernières correspondant aux blocs définis par DesignBuilder. Etant donné le nombre très important de pièces que comporte ce bâtiment, celles-ci n'ont pas été considérées séparément dans le modèle et ont été regroupées en zones suivant leur type d'occupation. Deux types de zones ont été définis. Le premier (zone de type 1) regroupe les bureaux, auditorios, salles de cours et réunions, tandis que le second (type 2) correspond aux zones de passages (sas d'entrée, couloirs, cages d'escaliers, etc.). Les zones plus particulières (toilettes, salles informatiques, espaces cuisine, zone d'habitation du concierge, etc.) n'ont donc pas été spécifiées car elles ne représentent qu'une partie limitée de l'utilisation du bâtiment. Leur prise en compte peut cependant constituer une piste d'amélioration du modèle afin d'obtenir des résultats plus précis.

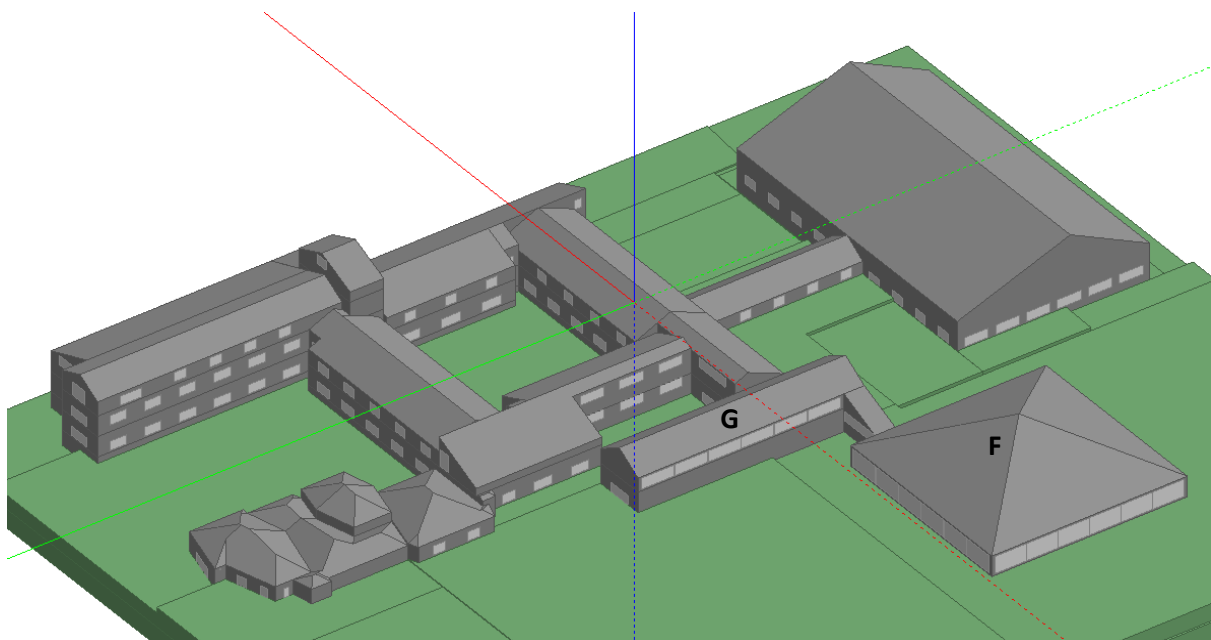


Figure 29 - Modèle 3D de l'Institut Montefiore.

2.1.6. Enveloppe

Les parois verticales des étages inférieurs (-1 et 0) sont constituées de deux éléments en blocs de béton maçonnés entre lesquels s'interpose un isolant de 7.5 cm d'épaisseur composé de laine de roche. Les blocs de la paroi extérieure sont creux tandis que ceux situés du côté intérieur sont pleins. L'épaisseur de ces deux parois en béton peut varier d'un mur à l'autre mais les dimensions les plus fréquentes sont 19 cm pour la face extérieure et 29 cm pour celle du côté intérieur.

Cette configuration de l'isolant génère de nombreux ponts thermiques, en particulier autour des portes et fenêtres et au niveau des jonctions avec les parois horizontales. Le logiciel DesignBuilder permet de définir un pourcentage de ponts thermiques et calcule directement le coefficient de transmission thermique correspondant. Toutefois, EnergyPlus ne tient pas compte de ces ponts dans ses calculs. Les ponts thermiques étant relativement nombreux, le problème a été contourné en réduisant

l'épaisseur d'isolant jusqu'à obtenir la même valeur de coefficient de transmission que la paroi pontée. La valeur du paramètre U de la paroi en considérant les ponts thermiques est de $0.87 \text{ W.m}^2.\text{K}^{-1}$.

Les parois des étages supérieurs (+1 et +2) ont la même composition à l'exception des maçonneries extérieures qui sont remplacées par des ardoises précédées d'un vide ventilé de 7 cm d'épaisseur. Le coefficient de transmission de ce type de parois étant assez proche de celui des parois inférieures, seule la composition de ces dernières a été appliquée au modèle.

Le parois horizontales et verticales situées sous le niveau du sol ne sont pas isolés. Ces dernières sont constituées de blocs de béton maçonnés d'une épaisseur de 67 cm.

Les séparations intérieures sont composées de blocs de bétons maçonnés pleins d'une épaisseur de 19 cm. Elles constituent l'essentiel de l'inertie thermique du bâtiment avec la partie intérieure des parois de l'enveloppe. Cependant, seule une partie des séparations est présente dans le modèle, étant donné que les pièces ont été regroupées en zones. DesignBuilder permet de contourner ce problème en définissant, à l'intérieur de la zone, une aire à masse d'inertie thermique interne non nulle, exposée aux autres surfaces. Ceci permet de ne pas avoir à créer indépendamment chaque séparation interne.

2.1.7. Toitures

Les toitures sont également recouvertes d'ardoises. L'espace entre les chevrons est composé d'un vide ventilé de 20 cm d'épaisseur suivi de 7.5 cm de laine de roche du côté intérieur. L'isolation est suivie d'un pare vapeur recouvert de lattes de bois. Ces dernières étant espacées, leur influence sur la résistance thermique de l'enveloppe n'a pas été prise en compte. La Figure 30 représente une coupe de l'enveloppe des parois verticales (A) et toitures (B).

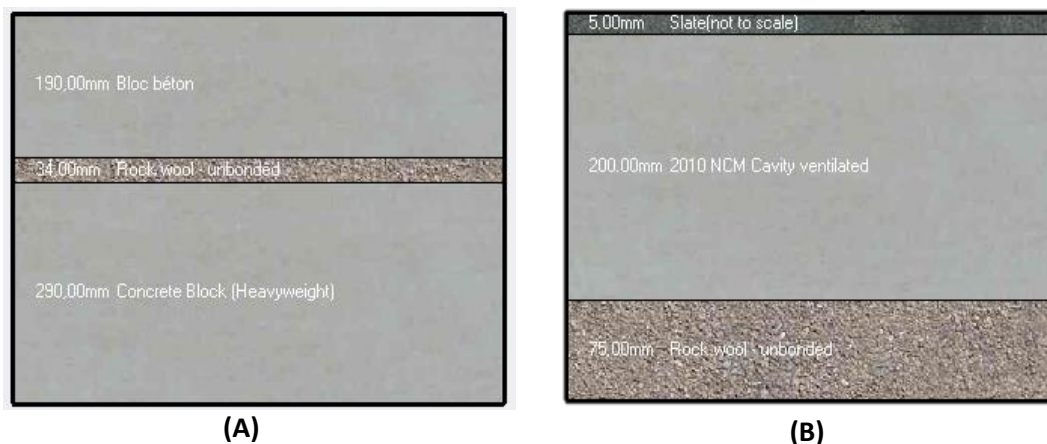


Figure 30 - Composition de l'enveloppe : parois verticales (A) et toitures (B).

2.1.8. Ouvertures

Les fenêtres ont une hauteur de 1.47 m et une longueur variable (entre 1.47 et 2.2 m pour la plupart). Les châssis sont faits de bois encore en assez bon état. Le double vitrage se mêle au simple vitrage, parfois sur un même châssis. Etant donné l'ancienneté des vitrages, l'ensemble des châssis ont été considérés comme équipés de simples vitrages dans le modèle. En effet, les joints présents sur un double vitrage n'ont qu'une durée de vie limitée (généralement une quinzaine d'années) et on considère que le vitrage perd ses propriétés isolantes une fois que l'étanchéité de la lame d'air de celui-ci n'est plus assurée. Les fenêtres sont divisées en partie fixe et ouvrante, le plus souvent dans

les proportions 2/3 – 1/3 respectivement. L'ouverture se fait par un dispositif pivotant. Celui-ci est à l'origine d'inétanchéités importantes : il n'est pas muni de joins et des interstices subsistent entre la vitre et le châssis. Les fenêtres sont munies de stores à l'intérieur, mais aucun dispositif d'ombrage n'est présent du côté extérieur.

La surface vitrée est renseignée au logiciel via le pourcentage de surface vitrée. Celui-ci a été évalué à 26% pour l'ensemble du bâtiment, excepté pour la pyramide (Zone F) dont les parois verticales sont entièrement vitrées.

Les portes extérieures sont bien moins nombreuses et souvent vitrées. Elles ont donc été comprises dans les surfaces de fenêtres définies.

2.1.9. Système de chauffage

Réseau de chaleur

Le chauffage des bâtiments du campus du Sart Tilman est assuré par la chaufferie centrale (bâtiment B10), située au nord du campus et gérée par l'entreprise Cofely du groupe Engie. Celle-ci fournit plusieurs clients mais l'université et le Centre Hospitalier Universitaire (CHU) sont ses principaux consommateurs.

La chaufferie est constituée d'un système de cogénération à base de pellets et de chaudières au gaz. La puissance totale installée est de 74 MW. Le système de cogénération fournit 7 MW d'énergie thermique ainsi que 2.5 MW d'électricité. Ce système assure des besoins constants au cours de l'année et ne peut donc pas s'adapter à la demande. Des chaudières bicomcombustibles (mazout et gaz) viennent donc le compléter en assurant les puissances de pointe. La chaufferie fournit annuellement 69 700 MWh, ce qui représente 70% des besoins en chauffage, CHU compris. Un tiers des besoins en électricité du campus sont en outre assurés par le système de cogénération.

La chaleur est transportée vers les différents bâtiments via un réseau de chaleur (feeder). Ce réseau est actif depuis les années 60 et était initialement alimenté par des chaudières au gaz avant que la cogénération ne soit pleinement opérationnelle en 2012 (Sartor et al., 2017). Il est constitué de 6 conduits enterrés à une profondeur moyenne de 2.5m et forme 3 branches (F1, F2 et F3) pour une longueur totale de 22 km. Ce circuit alimente une septantaine de bâtiments du campus en chaleur via de l'eau pressurisée. Le régime de température utilisé est 110-130°C mais celui-ci varie légèrement au cours de l'année en fonction des besoins. La branche à laquelle l'Institut Montefiore est relié (F2) est alimentée du 1^{er} octobre au 31 mai, tout comme la branche F1. La branche F3 fonctionne en revanche toute l'année afin de fournir l'hôpital en chaleur et vapeur. La chaleur est récupérée par l'Institut Montefiore via un échangeur de chaleur. L'essentiel de la chaleur est ensuite distribué dans le bâtiment par un système de radiateurs.

Rendement

Chaque tube du feeder est recouvert d'une épaisseur de 12 cm de laine minérale entourée de 18 cm de béton. Néanmoins, les pertes thermiques du réseau demeurent relativement importantes bien que variant selon les estimations. Une étude de la société CORETEC (EEEF - Rapport d'audit énergétique, 2015) les évaluent à 20%, mais selon Sartor et al. (2017), ces pertes ne représenteraient que de 8%. La valeur plus conservatrice de 20% de pertes a été appliquée au modèle afin de rester en accord avec l'audit énergétique des bâtiments de chimie et physique. Les rendements suivants ont donc été utilisés :

- Production de chaleur de la chaufferie centralisée : 93.8 %
- Distribution du réseau de chaleur : 80 %

Un rendement global de 75 % a donc été utilisé pour le chauffage de l'Institut Montefiore. Il s'agit du rendement global utilisé pour le site du Sart Tilman pour le calcul des quotas COFELY. Le rendement de production de la chaufferie centralisée est lui déduit des deux autres.

2.1.10. Système de production d'eau chaude sanitaire

L'eau chaude sanitaire est également produite grâce au feeder via l'échangeur de chaleur. Lorsque celui-ci est coupé, une résistance électrique prend le relai. Etant donné l'utilisation du bâtiment, la demande en eau chaude sanitaire a été jugée négligeable par rapport aux besoins en chauffage. Elle n'a donc pas été prise en compte dans le modèle.

2.1.11. Système de refroidissement

L'Institut Montefiore comporte un groupe de production de froid. Cependant, seuls les systèmes de ventilation de la salle informatique y sont reliés. La majorité du bâtiment n'étant pas concernée, aucun système de refroidissement n'a été intégré dans le modèle.

2.1.12. Gains internes

Outre le système de chauffage, il existe deux grandes sources de chaleur dans un bâtiment : ses occupants et les appareils électriques.

Personnes

Etant donné le nombre important d'espace inoccupé dans ce bâtiment, une densité d'occupation moyenne de 0.02 personnes par mètre carré a été prise en compte pour l'ensemble de l'Institut. L'horaire d'occupation est du lundi au vendredi, de 8h à 18h (Schedule 2).

Equipements électriques

DesignBuilder permet également de tenir compte des apports d'énergie calorifique liés au fonctionnement d'ordinateurs et d'équipements de bureaux en définissant d'une part leur dégagement de chaleur et d'autre part leur horaire d'utilisation. La législation PEB estime que les équipements électriques sont responsables d'émission de chaleur à hauteur de 3 W.m² pour les établissements d'enseignement et bureaux. La plage de fonctionnement définie pour ces équipements est de 9h00 à 17h00 en considérant un ratio de 70 % de présence (Schedule 1).

2.1.13. Eclairage

Le moyen d'éclairage le plus souvent rencontré dans le bâtiment sont des tubes fluorescents. La plage de fonctionnement entrée dans le logiciel est de 8h00 à 18h00, du lundi au vendredi (Schedule 2). Il a été considéré que cet éclairage était utilisé lorsque l'éclairage naturel descend sous les 100 lux et fournit alors une puissance de 5 W.m².

Un éclairage de bureau a de plus été déterminé. Celui-ci fournit 10 W.m² avec la même plage de fonctionnement que les ordinateurs et équipements électriques (Schedule 1).

2.1.14. Ventilation

L'Institut possède plusieurs groupes de pulsion et d'extraction ainsi que des aérothermes. Ces systèmes desservent surtout les grandes pièces du bâtiment (auditoires, pyramide, zone acoustique) et les sanitaires. Leurs impact et plage de fonctionnement sont difficiles à estimer. Ces systèmes ne concernent de plus qu'une partie des pièces du bâtiment et sont très mal répartis dans celui-ci. Ils n'ont donc pas été inclus dans le modèle. De plus, les aérothermes fonctionnent le plus souvent en circuit fermé, tandis qu'une partie des groupes de pulsion sont utilisés pour le refroidissement des salles informatiques.

La ventilation volontaire par l'ouverture des fenêtres est très complexe à estimer objectivement. Son débit a été négligé face à celui de la ventilation involontaire. La ventilation involontaire apparaît avec l'infiltration d'air à travers l'enveloppe du bâtiment. Celle-ci dépend du niveau d'étanchéité de l'enveloppe et peut être déterminée via un test de « blower door » qui consiste à placer le bâtiment en surpression et mesurer le débit de fuite d'air. Cette étanchéité est indiquée dans DesignBuilder via le taux de renouvellement d'air, c'est-à-dire le nombre de renouvellements en volume de bâtiment par

heure. Le label passif nécessite par exemple un taux inférieur à 0.6 vol.h^{-1} . La législation PEB ne donne pas de valeurs explicites, mais la valeur par défaut est de $12 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}.\text{m}^2$. Une valeur de 1.2 vol.h^{-1} a été estimée sur base des résultats de test d'étanchéités effectués sur des bâtiments similaires du même campus.

2.1.15. Sol

Le modèle inclut une couche de sol jusqu'à trois mètres sous le niveau des étages inférieurs du bâtiment. Les propriétés physiques de ce sol sont celles proposées par le logiciel pour le grès. Le niveau du sol a été repris des plans d'architectes en tenant compte des remblais mis en place.

2.2. Résultats de la modélisation

2.2.1. Stratégies de chauffage

Le chauffage est défini dans le modèle à partir de deux consignes de chauffage. La première est la température idéale durant les périodes d'occupation, tandis que la seconde peut être utilisée pour définir une température minimum lorsque le bâtiment n'est pas utilisé, ce qui peut permettre de diminuer les puissances de relance. Un horaire détermine ensuite laquelle de ces consignes est prise en compte. Dans un premier temps, aucune consigne de température n'a été entrée pour les périodes de non occupation du bâtiment (stratégie de chauffage n°1). Malgré son inertie, le bâtiment a alors eu tendance à se refroidir très rapidement, ce qui engendre des besoins en chauffage extrêmement variables (Figure 31) : la puissance demandée est très importante durant un faible nombre d'heures sur l'année et quasiment nulle le reste du temps.

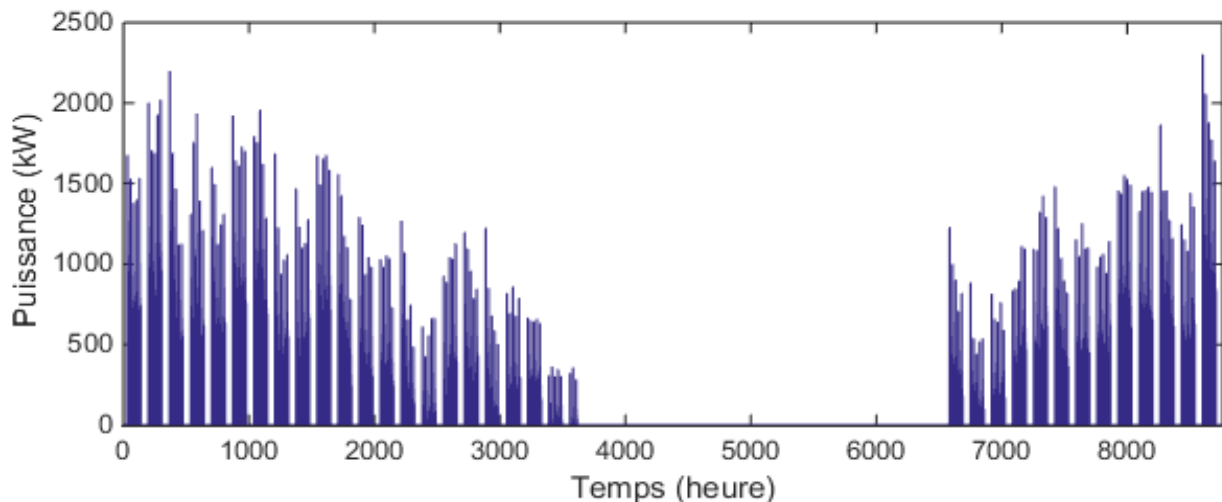


Figure 31 - Besoins horaires en chauffages de l'Institut Montefiore durant une année (stratégie de chauffage n°1).

Cette stratégie de chauffage est la plus économe en énergie puisque le bâtiment n'est chauffé que durant les périodes d'occupations. Cependant, elle n'est pas favorable à l'utilisation d'une pompe à chaleur qui fournit une puissance limitée et constante. La seconde consigne a donc été utilisée pour imposer une température minimale de 15°C à l'intérieur du bâtiment (stratégie de chauffage n°2). La coupure du chauffage entre juin et octobre a néanmoins été conservée puisque celle-ci dépend du réseau de chaleur et non de la régulation du bâtiment. Les résultats de cette seconde stratégie de chauffage sont représentés à la Figure 32.

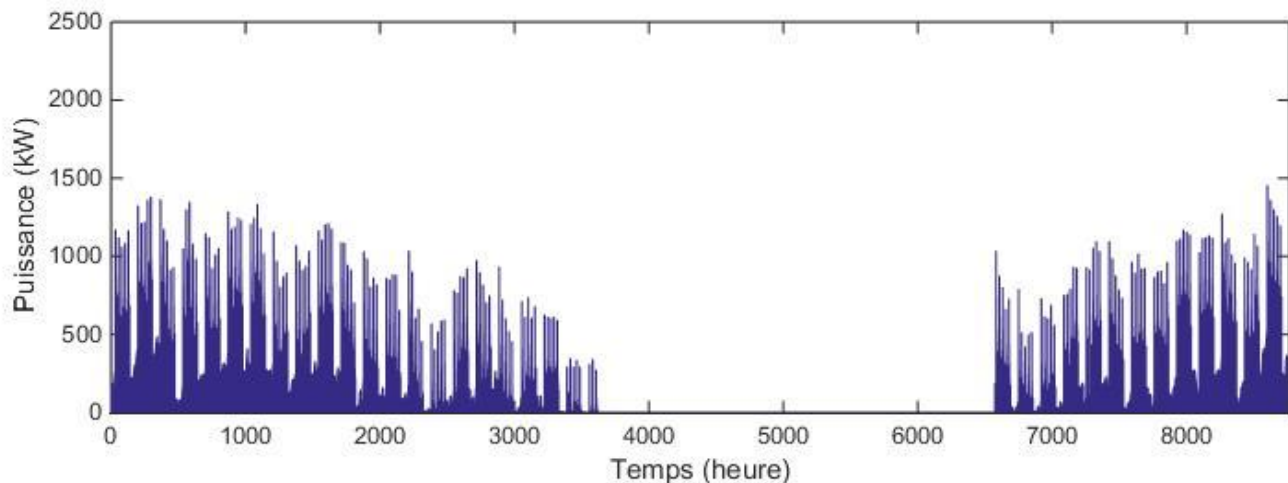


Figure 32 - Besoins horaires en chauffages de l'Institut Montefiore durant une année (stratégie de chauffage n°2).

La mise en place de cette consigne de température permanente ajoute au graphique une consommation de base, même pendant les heures creuses. Celle-ci est cependant très faible par rapport aux besoins des périodes occupées et elle permet en outre de diminuer de façon importante les puissances de pointes en limitant les besoins lors de la relance. Même si sa consommation annuelle globale est plus importante, la seconde stratégie permet de réduire fortement les puissances de pointes nécessaires : le maximum passe de 2300 kW à 1450 kW. Ces puissances de pointes sont également plus uniformes.

Les besoins annuels en chauffage calculés par le modèle sont de 120 kWh.m⁻².an⁻¹. Cette valeur est relativement faible par rapport aux valeurs attendues pour un bâtiment construit dans les années 70. L'isolation de laine de roche est en effet à l'origine d'une résistance thermique importante de l'enveloppe et il a été considéré dans le modèle que cette épaisseur assurait encore pleinement son pouvoir isolant. Cependant, s'il s'avérait que les pare-vapeurs protégeant cette isolation de l'humidité étaient dégradés, il faudrait alors considérer la résistance thermique de cette couche comme nul. Ceci n'a néanmoins pas pu être vérifié.

Les paramètres ont été ajustés lors de la calibration de manière à faire augmenter les besoins en chauffage, mais il était difficile de faire monter ceux-ci à des valeurs plus importantes en conservant des paramètres réalistes. Ces besoins en chauffage sont cependant proches des valeurs des quotas de l'université. En effet, comme la plupart des bâtiments du campus ne possède pas de compteur séparé, les besoins en chauffage sont estimés pour chacun d'entre eux. Cette estimation est réalisée lors de la construction et est mise à jour en cas de rénovation. Les quotas pour l'Institut Montefiore sont de 105 kWh.m⁻².

De plus, un audit réalisé en 2015 sur les bâtiments de chimie et de physique du même campus fait état de consommations très variables (de 65 à 417 kWh/m²) selon la partie du bâtiment, avec des valeurs souvent aux alentours de 160 kWh/m². Ces bâtiments sont cependant un peu plus anciens que l'Institut et leur niveau d'étanchéité et d'isolation est plus limité (5 cm d'isolant).

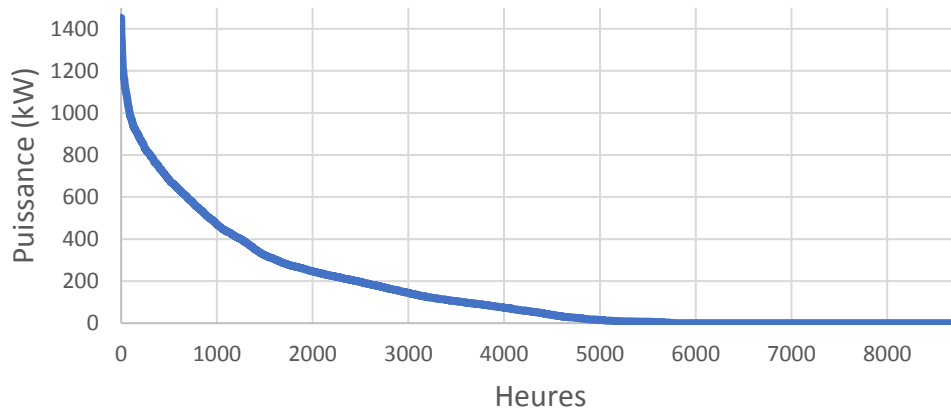


Figure 33 - Monotone de chauffage (Stratégie de chauffage n°2).

La seconde stratégie de chauffage, plus réaliste et favorable à l'utilisation d'une pompe à chaleur, a été utilisée dans la troisième partie de ce travail pour fournir une estimation des besoins horaires de l'Institut Montefiore. La Figure 33 représente la monotone de chauffage issue de cette seconde stratégie, c'est-à-dire la demande en chaleur heure par heure pour une année d'utilisation classée par ordre croissant.

2.2.2. Système de distribution

Le système de distribution actuel de l'Institut Montefiore est un système haute température, c'est-à-dire que l'eau quitte l'échangeur de chaleur à une température de 90°C et retourne à celui-ci à 70°C après avoir cédé sa chaleur au bâtiment via les radiateurs. Ceux-ci sont dimensionnés pour fonctionner avec cette gamme de température. En effet, au plus la différence entre la température du circuit de chauffage et celle de l'air de la pièce est élevée, au moins la surface d'échange des radiateurs devra être importante.

Comme expliqué précédemment, les performances d'une pompe à chaleur dépendent de la différence de température entre la source chaude et la source froide. Les pompes à chaleur traditionnelles sont donc généralement associées à des systèmes basse (40-55°C) voire très basse température (30-40°C). Ceci nécessiterait une rénovation complète du système de distribution du chauffage et devrait idéalement s'accompagner d'une amélioration de l'enveloppe et de l'isolation du bâtiment.

Il existe cependant une gamme de pompes à chaleurs, appelées *pompes à chaleur haute température*, qui permettent d'atteindre des températures de chauffage plus importantes (supérieures à 60°C). Deux technologies existent à l'heure actuelle. La première consiste à utiliser deux compresseurs montés en cascade (compression biétagée). La seconde, nommée système EVI (*Enhance Vapour Injection*, soit réinjection de fluide en français), prélève une faible quantité de fluide calorigène à la sortie du condenseur. Celui-ci est détendu jusqu'à la pression d'injection et vaporisé dans un échangeur de chaleur supplémentaire, pour être ensuite injecté dans le compresseur (Figure 34). Cette famille de pompe à chaleur présente un coût au moins 30% supérieur aux PAC classiques et un entretien plus

important (Jedidi et Benjeddou, 2016). Elles sont cependant très pratiques en rénovation et peuvent permettre dans notre cas de conserver l'ancien système de distribution du chauffage.

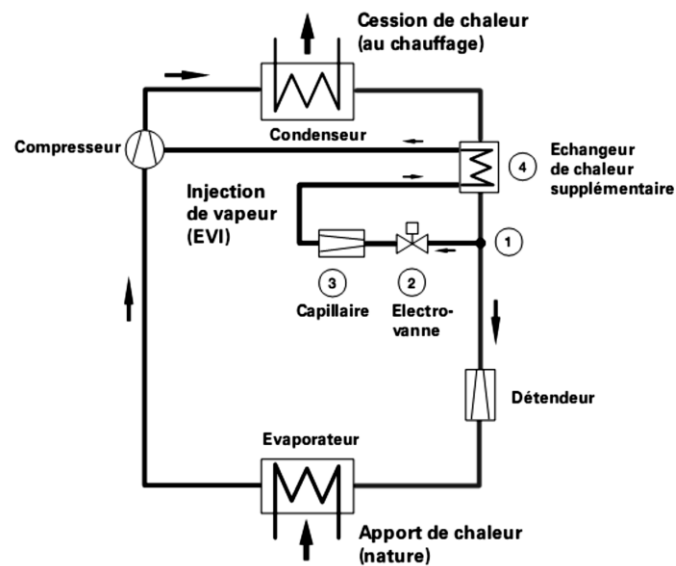


Figure 34 - Schéma de fonctionnement du cycle EVI. (Cours Eduscol (2015)).

2.2.3. Comparaison avec les apports du SEGI

La production globale de chaleur sur une année du SEGI a été estimée à 1 011 MWh tandis que la modélisation des besoins en chauffage de l'Institut Montefiore les évalue à 1 408 MWh par an. La Figure 35 reprend les valeurs horaires de ces deux flux au cours d'une année. On peut voir que, même si les consommations et productions globales sur une année de ces deux bâtiments sont du même ordre de grandeur, la répartition de cette chaleur sur l'année est fort différente. Durant la période la plus froide de l'année, l'air extérieur est disponible à une température très intéressante pour les systèmes de refroidissement du SEGI, ce qui fait diminuer leur consommation et donc la production de chaleur. Or, c'est justement durant cette période que les besoins en chauffage de l'Institut sont les plus importants. Seule une partie de l'énergie rejetée par le SEGI peut donc directement être utilisée (41%, soit 418 MWh par an). Inversement, durant l'été, le flux de chaleur rejeté par le SEGI est à son maximum, culminant à 150 kW, alors que le système de chauffage du Montefiore est à l'arrêt. Il semble donc assez intéressant d'intégrer dans le système un moyen de stockage de cette chaleur, afin de compenser les différences entre ces deux courbes.

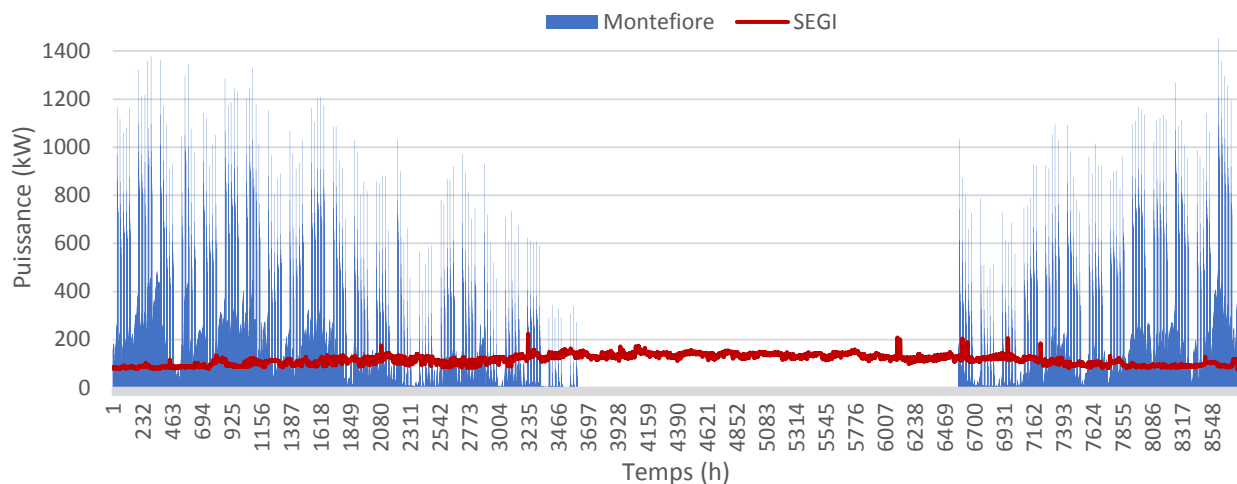


Figure 35 - Comparaison entre les besoins en chauffage de l'Institut Montefiore et la production de chaleur du SEGI.

3. Réservoir de chaleur

3.1. Chaleur stockée

La Figure 36 schématise les principaux composants du système et les flux d'énergie échangés entre eux. Seuls 418 des 1011 MWh produits annuellement par le SEGI peuvent servir directement au chauffage du bâtiment (Q_{DIR}). Le reste doit être soit stocké dans le sol (Q_{STOCK}), soit dissipé dans l'atmosphère (Q_{ATM}). La pompe à chaleur exploite en priorité la chaleur provenant directement du SEGI, le reste étant dans la mesure du possible puisé au réservoir de chaleur (Q_{RES}). Enfin, la part des besoins ne pouvant être fournie par la pompe à chaleur (Q_{PAC}) est remplie par le feeder (Q_{FEEDER}).

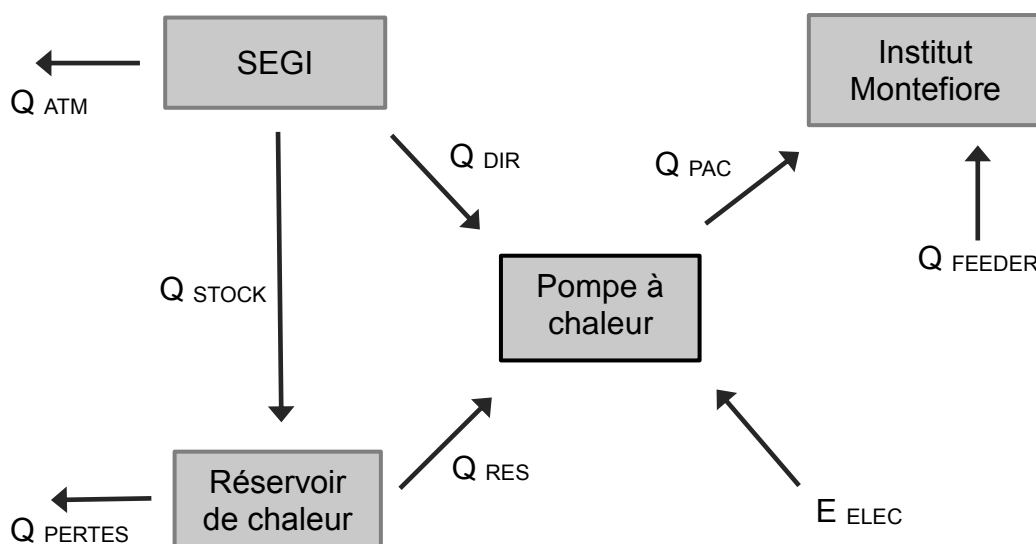


Figure 36 - Schéma des différents flux échangés par le système.

La Figure 37 reprend le flux horaire qui devrait transiter par le réservoir pour combler totalement la différence entre la production du SEGI et les besoins du Montefiore. Il s'agit d'une part du surplus de chaleur fournit par le SEGI une fois que l'Institut y a puisé ses besoins instantanés en chauffage (compté positivement), et d'autre part de la quantité supplémentaire de chaleur dont l'Institut a besoin lorsque la production instantanée du SEGI n'est pas suffisante (compté négativement). Il a été pris en compte que le passage par la pompe à chaleur entre le SEGI et l'Institut Montefiore apporte un supplément de chaleur de 33% de l'énergie exploitée (COP de 4).

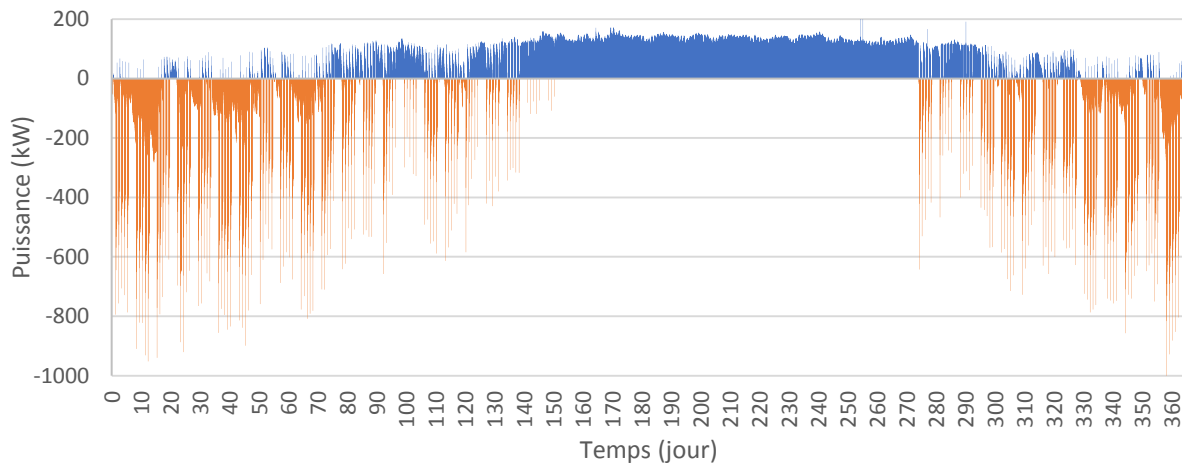


Figure 37 - Quantité de chaleur excédentaire (positif) et puissance supplémentaire nécessaire pour combler les besoins en chauffage de l'Institut (négatif).

Le total annuel de chaleur excédentaire s'élève à 593 MWh. L'essentiel de celle-ci apparaît durant la saison estivale lorsque le chauffage est coupé, mais aussi à l'intersaison lorsque les besoins sont moins importants. Le reste est constitué dans une moindre mesure de pics intermittents survenant lorsque le chauffage tourne au ralenti. Le maximum forme un plateau aux alentours de 130 kW durant tout l'été étant donné la stabilité de la production du SEGI et l'arrêt du chauffage au Montefiore. Toutefois, la transition lente et irrégulière entre les deux saisons rend une séparation nette entre période chaude et froide assez difficile.

La quantité totale de chaleur manquant pour alimenter l'Institut est de 851 MWh. Si la totalité de celle-ci est comblée par le réservoir, cela représente 638 MWh puisés au réservoir (surface orange), 213 MWh étant apportés par la consommation électrique de la PAC. On peut voir encore une fois que les puissances extrêmes sont bien plus importantes en exploitation qu'en injection. Cette situation est par ailleurs amplifiée par le fait que le Montefiore est alimenté en priorité par la production instantanée du SEGI (Q_{DIR}), ce qui augmente la variabilité des flux pompés sur le réservoir. C'est donc l'exploitation du réservoir qui sera principalement limitante pour le dimensionnement de l'échangeur géothermique.

Même si le réservoir peut être presque suffisamment alimenté par le SEGI que pour équilibrer son bilan de chaleur annuel, il n'est pas favorable de dimensionner l'échangeur de manière à répondre à l'entièreté des besoins de pointes. Les pics de chaleur exploitée sont en effet si importants que l'échangeur devrait être largement surdimensionné. La quantité d'énergie annuelle fournie par le réservoir en fonction de la puissance de l'échangeur géothermique est représentée à la Figure 38. Cette courbe est obtenue en limitant les valeurs des besoins du Montefiore à la puissance que l'échangeur est capable de fournir, après quoi elles sont intégrées sur un an.

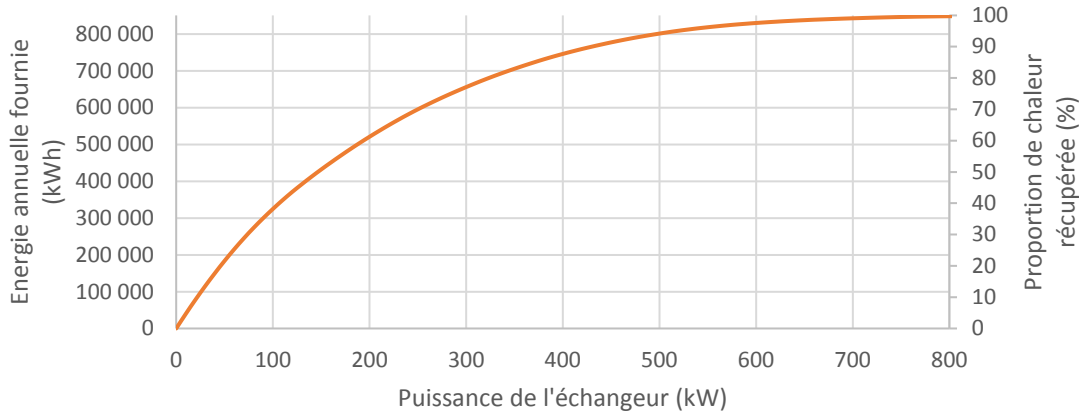


Figure 38 - *Quantité annuelle de chaleur fournie à l'Institut Montefiore par l'exploitation du réservoir de chaleur en fonction de la puissance de l'échangeur géothermique.*

3.2. Capacité du réservoir

La capacité du réservoir est la quantité maximale de chaleur qu'il est en mesure de stocker. Elle dépend du volume du réservoir d'une part, et de l'amplitude de la variation annuelle de sa température moyenne d'autre part.

La quantité totale de chaleur produite par le SEGI durant une année est de 1 010 MWh. Mais il n'est pas nécessaire que le réservoir soit capable de stocker l'entièreté de cette énergie : 418 MWh peuvent être consommés par l'Institut Montefiore au fur et à mesure qu'ils sont produits et une partie sert à combler les variations de demande à plus court terme. Il est possible de déterminer la quantité maximale de chaleur qui devra être stockée dans le réservoir à partir des courbes de quantité cumulée de chaleur injectée et exploitée dans le sol (Figure 39). Celle-ci est obtenue en intégrant les données de la Figure 37 après avoir limité le flux en exploitation de manière que la quantité annuelle de chaleur exploitée corresponde à celle qui y est injectée. La capacité du réservoir est alors déterminée par l'amplitude de la variation de cette quantité de chaleur sur un an.

Pour stocker la totalité de la chaleur produite, une capacité de 478 MWh est donc nécessaire (courbe A). Si la totalité de l'énergie du SEGI n'est pas récupérée à cause des limitations de l'échangeur, la capacité du réservoir peut être moins importante. Avec une puissance de l'échangeur limitée à 200 kW, la capacité nécessaire est de 292 MWh (courbe B), tandis qu'elle tombe à 172 MWh avec un échangeur de 100 kW (courbe C).

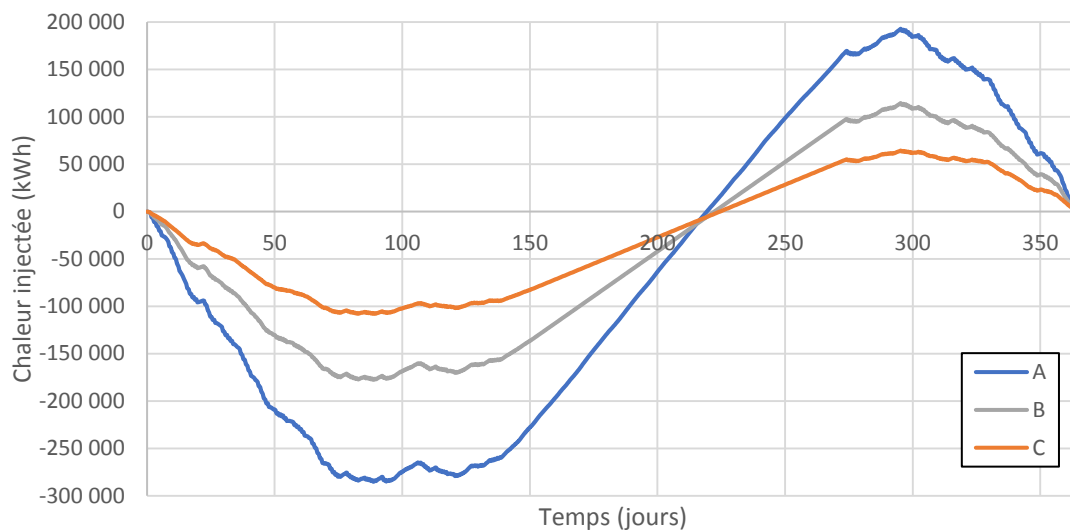


Figure 39 - Quantité cumulée de chaleur injectée dans le réservoir pour 3 capacités d'échangeur géothermique : 1400 kW (A), 200 kW (B) et 100 kW (C).

Les pertes du réservoir n'ont pas été prises en compte mais ont une influence limitée sur cette courbe puisqu'elles sont quasiment constantes durant l'année et qu'elles seront compensées par une injection de chaleur supplémentaire du SEGI, elle aussi relativement constante.

Le volume de sol englobé par le réservoir doit donc être suffisant pour que les variations annuelles de températures de celui-ci restent limitées. Pour une longueur totale de forages déterminée, il dépend du nombre de puits et de la distance entre ceux-ci. La température du réservoir sera donc étudiée pour les différentes configurations de réservoir en faisant varier la distance entre les puits (point 3.6.).

3.3. Détermination du maillage

3.3.1. Modèles

Le logiciel Lagamine utilisant les éléments finis, la construction du maillage est une étape importante qui peut fortement influencer la qualité des résultats. L'utilisation d'un maillage trop espacé aura tendance à éloigner les valeurs trouvées de la réalité, tandis qu'un maillage trop fin complexifiera inutilement le modèle et allongera considérablement les temps de calculs. De plus, le modèle requiert de prendre en compte une épaisseur de sol suffisante autour du champ de forages, ce qui peut mener à un nombre de mailles très important. Il est donc intéressant de densifier le maillage aux alentours des zones soumises à des gradients thermiques plus importants.

Modèle axisymétrique

L'influence du maillage a tout d'abord été testée avec un modèle axisymétrique comportant un unique puit. L'utilisation de cette symétrie et la simplicité de ce modèle ont permis d'utiliser un maillage très dense dont les résultats pourront être pris comme référence et comparés à ceux fournis par les modèles plus complexes. Le puits a un rayon de 6.8 cm et est entouré d'une épaisseur de 30 m de sol (Figure 40). Les échanges de chaleur avec les limites supérieure et inférieure sont bloqués de manière à pouvoir comparer les résultats aux modèles plans. La hauteur du modèle n'a donc pas d'importance et a été fixée à 1 m.

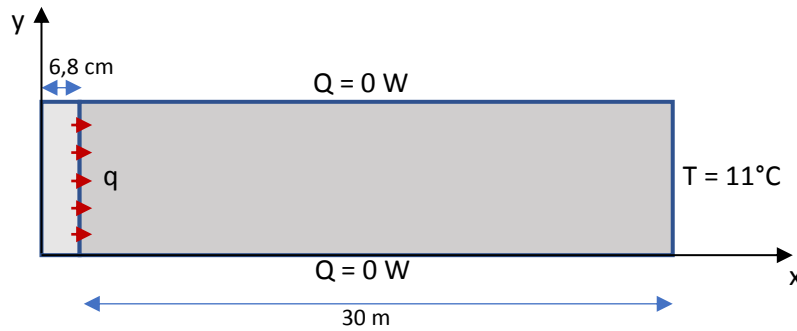


Figure 40 - *Modèle axisymétrique.*

Quatre types de maillages ont été testés (Table 4). Le plus grossier (A1) possède des mailles régulières d'une largeur de 1 m pour toute la surface du modèle. Il est composé d'un total de 62 nœuds. Pour le deuxième maillage (A2), la largeur des mailles a été resserrée à 20 cm dans un rayon de 1 m autour du forage, puis à 50 cm pour les 5 m suivants. Les mailles de 1 m ont ensuite été conservées jusqu'à la limite du modèle. Ce maillage comporte 90 nœuds. Pour le troisième maillage (80 nœuds), les mailles du premier mètre de sol entourant le puits ont été resserrées à 10 cm. Enfin, le dernier maillage (A4) a été établi de la même manière que A3 mais en resserrant encore les mailles : leur taille est de 1 cm dans le premier mètre entourant le forage, 5 cm dans les 5 m suivants et 10 cm pour le reste. Ce troisième maillage est composé de 882 nœuds.

Modèle plan

Les mêmes types de maillages ont été produits en utilisant cette fois le modèle plan. Etant donné que l'interface de Lagamine ne permet pas de produire plus de 10 000 éléments, le maillage P4 a dû être limité à des largeurs de mailles de 4, 20 et 40 cm au lieu des 1, 5 et 10 cm utilisés dans le modèle axisymétrique. Le Tableau 4 reprend les largeurs des mailles de ces 8 modèles.

Tableau 4 - *Largeur (en m) des mailles des modèles axisymétriques (A) et plan (P) en fonction de la distance par rapport à la paroi du forage.*

	0 à 1 m	1 à 6 m	6 à 30 m
A1	1.00	1.00	1.00
A2	0.20	0.50	1.00
A3	0.10	0.50	1.00
A4	0.01	0.05	0.10
P1	1.00	1.00	1.00
P2	0.20	0.50	1.00
P3	0.10	0.50	1.00
P4	0.04	0.20	0.40

Ligne infinie

Les résultats ont été comparés à ceux fournis par un modèle de ligne infinie développé sur Matlab. A un instant t , il est possible de décrire la température à la distance r d'une ligne de longueur infinie dans laquelle on injecte un flux de chaleur constant q ($W.m^{-1}$), par l'équation :

$$T(r, t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_{\frac{r^2}{4Dt}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du = \frac{q}{4\pi\lambda} E_1\left(\frac{r^2}{4Dt}\right)$$

(Carslaw et Jaeger, 1959).

Avec : λ , la conductivité thermique du sol ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)

D , sa diffusivité thermique ($\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$).

L'erreur reste inférieure à 2% si $t > \frac{20r^2}{a}$ (Ingersoll et Plass, 1948).

Pour de grandes valeurs de $\frac{Dt}{r^2}$ (supérieur à 5), l'intégrale exponentielle E_1 peut être simplifiée en :

$$E_1\left(\frac{r^2}{4Dt}\right) = \ln\left(\frac{4Dt}{r^2}\right) - \gamma$$

Avec : γ , la constante d'Euler valant 0.5772 (Mogensen, 1983).

Modèle de Radioti

Les résultats ont également été comparés à ceux fournis par le modèle de Georgia Radioti lors de la simulation de son test de réponse thermique (Radioti et al., 2018). Dans celui-ci, 3.6 kW sont injectés dans un forage de 95 m durant 192 jours. Cet apport de chaleur est quasi continu, seule une interruption de 1.5 jours a été négligée dans notre modèle. Ce flux correspond à une injection moyenne de 38 W par m de forage, soit un flux de $89 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ imposé à la frontière du puit.

Le modèle utilisé par Georgia Radioti est également développé sur le logiciel Lagamine et considère un forage de 95 m de long. Celui-ci est constitué de différentes zones composées du matériau de remplissage, des tubes synthétiques et de l'eau glycolée. Le sol est étendu à 100 m sous le puits et à 20 m de distance radiale. Il n'inclut que les transferts conductifs. Le maillage est constitué de 225 000 nœuds et utilise les éléments finis en 3D. Le flux convectif dans chaque tube est représenté par des éléments finis en 1D permettant de simuler les phénomènes d'advection et diffusion dans ceux-ci. Les éléments centraux de la zone d'eau sont couplés à ces éléments finis en 1D.

3.3.2. Résultats

Comparaison ligne infinie – Radioti

La température du sol à 0.2, 0.5 et 1 m du puits obtenues avec le modèle de ligne infinie est représentée pour les valeurs dont l'erreur est de maximum 10% (Figure 41). La température à une distance plus importante du centre du puits ne sont pas reprise car l'erreur du modèle de ligne infinie devient trop importante pour la gamme de temps étudiée.

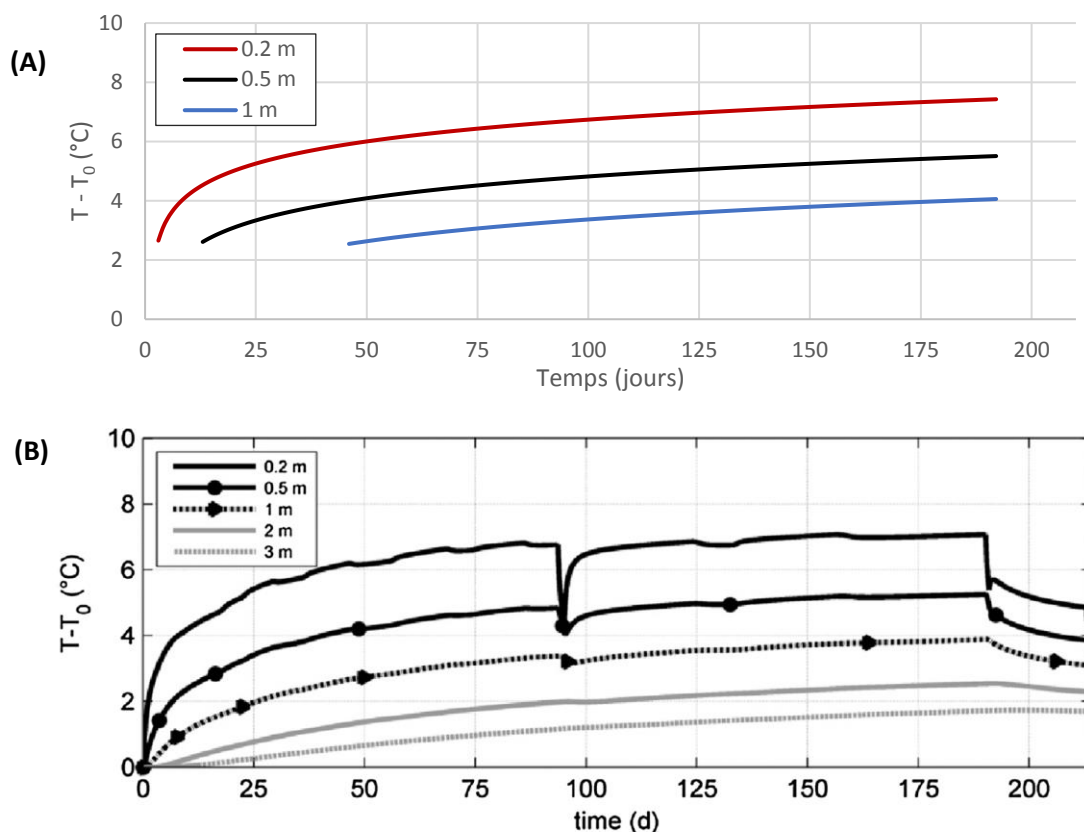


Figure 41 - Comparaison entre les résultats fournis par le modèle de ligne infinie (A) et le modèle en 3D de Radioti et al. (2018) (B).

Les températures suivent une évolution assez similaire à celles obtenues par Radioti et al. (2018) et se stabilisent à des valeurs très proches. Le modèle de ligne infinie sera donc utilisé pour vérifier la validité des résultats des modèles développés sur Lagamine.

Comparaison entre ligne infinie et modèle axisymétrique

La ligne pointillée de la Figure 42 représente les valeurs de températures obtenues au niveau de la paroi du forage avec le modèle de ligne infinie. Le maillage le plus précis (A4) est pratiquement confondu avec ce dernier (différence inférieure à 0.05°C). Les résultats fournis par A3 sont très proches de A4 : une différence de moins de 0.15°C apparaît dès le début de la simulation et reste stable durant toute celle-ci. Le décalage entre A2 et A3 a tendance à suivre le même comportement et vaut 0.25°C . C'est donc le maillage entourant directement le puits qui est à l'origine de cette différence de température.

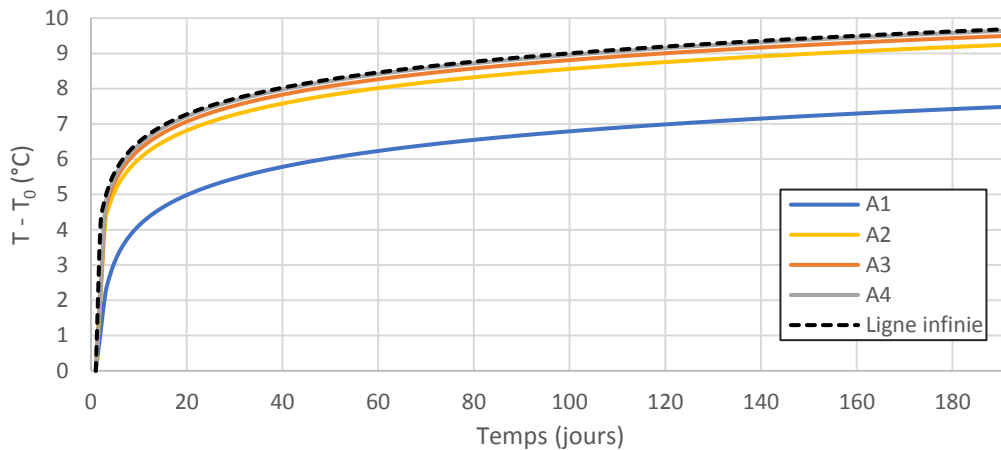


Figure 42 - Evolution de la température de la paroi du forage pour les modèles axisymétriques.

Comparaison entre ligne infinie et modèle plan

Malgré l'augmentation de la taille des mailles de P4 par rapport à M4, ses résultats restent très proche des valeurs fournies par le modèle de ligne infinie (moins de 0.1 °C de différence). Les températures fournies par les trois autres maillages suivent également la même évolution que leur équivalent axisymétrique (Figure 43). L'utilisation d'une discrétisation spatiale similaire fournit donc des résultats équivalents indépendamment du type de modèle utilisé.

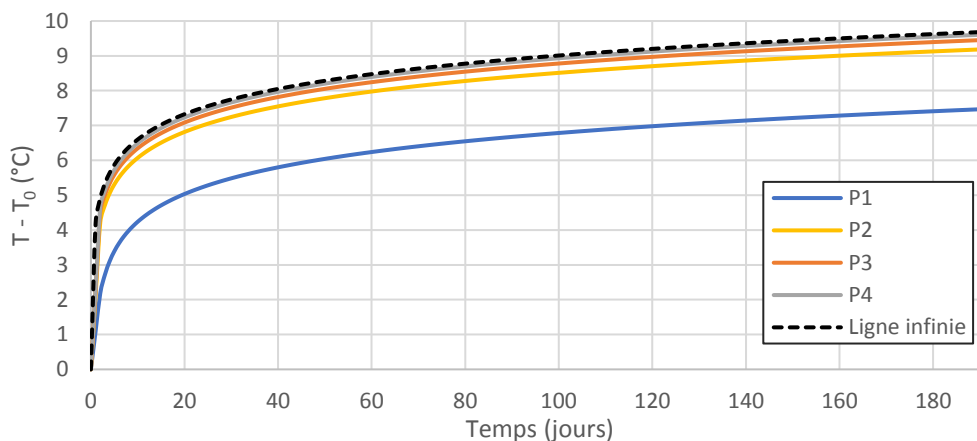


Figure 43 - Evolution de la température de la paroi du forage pour les modèles plans.

Comme A1, le maillage P1 conduit à des différences de températures importantes dans un rayon proche de la paroi du forage (Figure 44). Cette différence se réduit toutefois considérablement à une distance supérieure à 1 m.

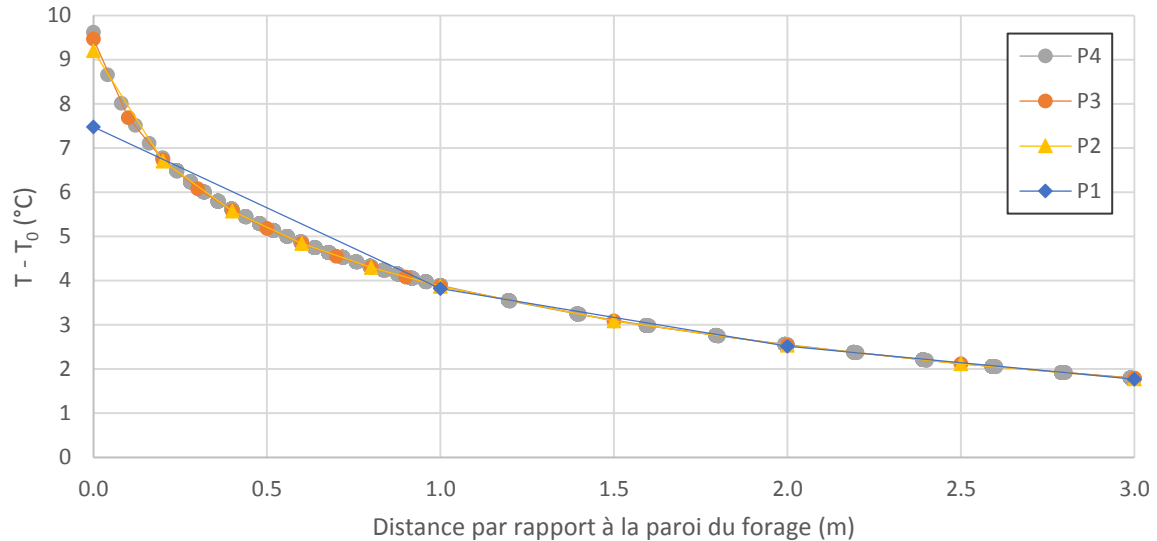


Figure 44 - Augmentation de température du sol en fonction de la distance par rapport à la paroi du forage après une année d'injection.

C'est donc la discrétisation spatiale proche du puits qui est la plus déterminante pour l'exactitude des résultats. Toutefois, étant donné le nombre limité de mailles que peut contenir le modèle et la quantité importante de puits que doit compter le champ de forage modélisé, les mailles entourant les forages ont une longueur de 10 cm (maillage P3) dans les modèles suivants. Cette discrétisation assure toutefois de conserver une erreur inférieure à 0.25°C sur les températures de la paroi du forage.

Pas de temps

Les valeurs de consommation du Montefiore et de production du SEGI ont été utilisées pour déterminer le flux de chaleur injecté dans le réservoir avec un pas de temps d'une heure. L'utilisation de pas de temps moins importants est possible mais allonge considérablement les temps de calculs. La sensibilité des résultats au pas de temps a néanmoins été testée en effectuant une partie de la modélisation avec plusieurs discrétisations temporelles. Il s'est avéré que celle-ci impactait peu les résultats : l'utilisation d'une discrétisation plus fine améliore leur résolution mais n'induit pas de différence dans leurs valeurs moyennes.

3.4. Température du fluide caloporteur

3.4.1. Limites de température

La principale contrainte liée au stockage est la température du fluide caloporteur. Celle-ci varie au cours de l'année entre une température plus basse que celle du réservoir lorsque de la chaleur doit y être puisée, et une température plus haute que celle-ci lorsque de la chaleur y est injectée. La différence de température entre le fluide caloporteur et le réservoir est un paramètre important puisque c'est elle qui, avec la longueur totale de l'échangeur, conditionne le flux de chaleur qui pourra y être échangé. Au plus cette différence de température sera élevée, au plus les échanges seront importants et au plus la quantité de forages pourra être limitée.

Le dimensionnement de l'échangeur est donc doublement limité, d'une part par la température minimale du fluide caloporteur en exploitation et d'autre part par sa température maximale lors d'injection de chaleur. La température minimale que pourra prendre le fluide est dépendante de la température minimum de retour de la pompe à chaleur. Celle-ci se situe en général aux alentours

de -4°C (Underwood, 2016), mais nous prendrons comme base 0°C afin d'éviter tout risque de gel dans l'échangeur géothermique.

La borne supérieure dépend en revanche de la température à laquelle la chaleur est récupérée. Celle-ci est moins bien déterminée puisque nous avons vu qu'elle peut monter jusqu'à 46°C avec les systèmes actuels mais entraîne une surconsommation importante des refroidisseurs. L'hypothèse a été prise qu'il était possible de récupérer de la chaleur jusqu'à une température de 30°C sans impacter déraisonnablement la consommation de ce système.

3.4.2. Température moyenne du fluide caloporteur en fonction du flux injecté

Pour rappel, seul le comportement du sol entourant les sondes a été modélisé par le logiciel Lagamine. Il est cependant indispensable de pouvoir déterminer la température du fluide caloporteur sortant de l'échangeur géothermique et retournant à la pompe à chaleur et aux refroidisseurs du SEGI ($T_{fluide.out}$). Cette température est liée à celle du sol par l'expression : $T_{fluide.out} = T_{sol} + \Delta T$. La différence de température peut être décomposée en :

$$\Delta T = \Delta T_{sol-paroi} + \Delta T_{paroi-moy.fluide} + \Delta T_{moy.fluide-fluide.out}$$

Avec : $\Delta T_{sol-paroi}$, la différence de température entre le sol et la paroi du forage ;

$\Delta T_{paroi-moy.fluide}$, la différence entre la température de la paroi du forage et la température moyenne du fluide caloporteur à l'intérieur des tubes ;

$\Delta T_{moy.fluide-fluide.out}$, la différence entre la température moyenne du fluide caloporteur à l'intérieur des tubes et la température du fluide à la sortie de l'échangeur.

Seul le premier terme ($\Delta T_{sol-paroi}$) est déterminé avec le logiciel Lagamine. Pour déterminer la différence entre la température moyenne du fluide caloporteur et la paroi du puits ($\Delta T_{paroi-moy.fluide}$), la résistance de forage a été utilisée. Le test de réponse thermique effectué par Radioti et al. (2018) a permis de déterminer les valeurs de résistances thermiques correspondant à plusieurs coulis de remplissage. Les résultats varient entre 0.08 et 0.097 K.m.W⁻¹, ce qui assez favorable par rapport aux valeurs fournies par la littérature (entre 0.08 et 0.25 K.m.W⁻¹, selon la NIT n°259 du CSTC). Cette différence de température peut donc être décrite à partir du flux de chaleur linéique q (W.m⁻¹) par : $\Delta T_{paroi-moy.fluide} = R_b * q$.

La différence entre la température moyenne du fluide caloporteur dans l'échangeur et sa température à la sortie de celui-ci ($\Delta T_{moy.fluide-fluide.out}$) peut être modulée en faisant varier le débit auquel le fluide circule. Il a été considéré qu'une différence de température constante de 4°C était maintenue entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, soit une différence de 2°C entre $T_{moy.fluide}$ et $T_{fluide.out}$.

Afin de déterminer une première approximation du flux linéique maximum qu'il était possible d'utiliser, la différence de température totale (ΔT) a été calculée pour plusieurs flux linéiques imposés (Figure 45). $\Delta T_{sol-paroi}$ a été déterminé en imposant un flux constant q au niveau de la paroi d'un seul forage jusqu'à atteindre un régime permanent. Les deux valeurs extrêmes de résistances mesurées par Radioti et al. (2018) ont été testées (0.08 et 0.097 K.m.W⁻¹), ainsi qu'une troisième valeur plus défavorable de 0.2 K.m.W⁻¹.

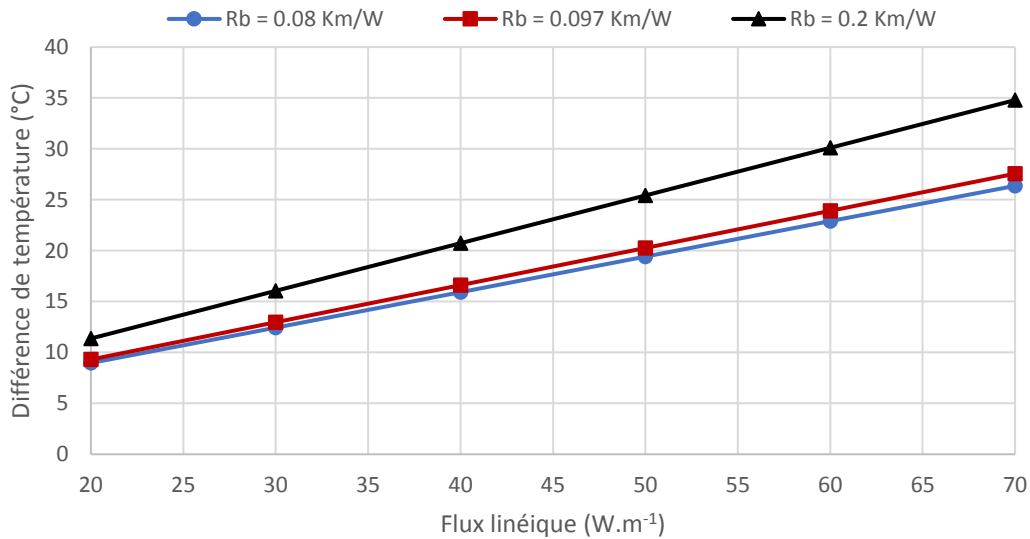


Figure 45 - Différence entre la température initiale du sol et celle du fluide à la sortie du puits en fonction du flux linéique.

L'impact de la résistance du forage peut devenir considérable lorsque les flux échangés sont importants ou qu'un matériau de remplissage de plus mauvaise qualité est utilisé. Etant donné les flux de chaleurs relativement élevés qui peuvent être utilisés dans le cadre de stockage de chaleur, il a été jugé intéressant dans notre cas de considérer l'utilisation d'un coulis de bonne qualité, et donc de se placer dans le cas favorable d'une résistance de forage de 0.08 K.m.W⁻¹.

Notons que ce modèle suppose une simplification non seulement de la géométrie de l'échangeur (un seul puits a été utilisé afin de pouvoir atteindre un régime établi) mais aussi du régime d'injection/exploitation de la chaleur (le flux de chaleur traversant l'échangeur varie en effet énormément durant la période d'exploitation). Il fournit néanmoins une bonne approximation du flux maximum qui peut être utilisé, ce qui est nécessaire avant de pouvoir exploiter les données.

Le flux maximum dépendra donc également de la température du réservoir. En effet, au plus celle-ci est élevée, au plus il est possible de créer une différence de température importante au niveau de l'échangeur sans provoquer le gel de celui-ci. La température du réservoir ne peut non plus être trop importante puisqu'un débit suffisant de chaleur doit pouvoir y être injecté.

La Figure 45 montre donc que si on considère une température moyenne du réservoir de l'ordre de 20°C, il est possible d'extraire la chaleur avec un flux linéique de 50 W.m⁻¹ en évitant tout problème de gel. Les différentes configurations d'échangeurs seront comparées sur base de cette hypothèse. La température du réservoir et le flux linéique seront ensuite optimisés pour l'échangeur sélectionné.

3.5. Nombre de forages

3.5.1. Simulation avec 1 puit

Modèle

Les simulations suivantes travaillent avec les données réelles de consommation et de production du SEGI. Le même maillage est conservé, mais les conditions à la paroi du forage varient cette fois durant l'année : le flux de chaleur imposé dépend de la quantité de chaleur exploitée et injectée dans le réservoir. Celle-ci a été répartie sur un échangeur ayant au total 3500 m de forages se comportant comme un seul puit, c'est-à-dire sans interaction entre forages. Le flux linéique y est cependant limité à 50 W.m⁻¹ en exploitation afin d'éviter le gel de l'échangeur.

La simulation commence avec les données du 1^{er} janvier et seules les variations de températures par rapport à la température de départ (T_0) sont considérées dans un premier temps. Ceci permet de comparer efficacement les différents échangeurs sans subir les interférences causées par les pertes de chaleur. La quantité annuelle de chaleur injectée dans le réservoir doit donc correspondre à celle qui en est exploitée. Afin de remplir cette condition, le flux linéique en injection a été plafonné à 20 W.m^{-1} , ce qui garantit que 358 MWh sont puisés au réservoir durant l'année et que la même quantité lui est restituée. La température du fluide caloporteur ne devrait dans ces conditions pas dépasser la limite des 30°C puisque le graphe de la Figure 45 prévoit une variation maximale de 9.4°C dans ces conditions.

Résultats

La variation de température du fluide caloporteur est représentée à la Figure 46 et oscille entre 8.5 et -15.0°C . Cette variation est plus faible que celle prévue au point précédent (9 à -20°C). Ceci est dû au fait que le régime stationnaire n'est jamais atteint avec les valeurs d'injection et d'exploitation réelles, étant donné que le flux varie en permanence et que 50 W.m^{-1} n'est que sa limite maximum.

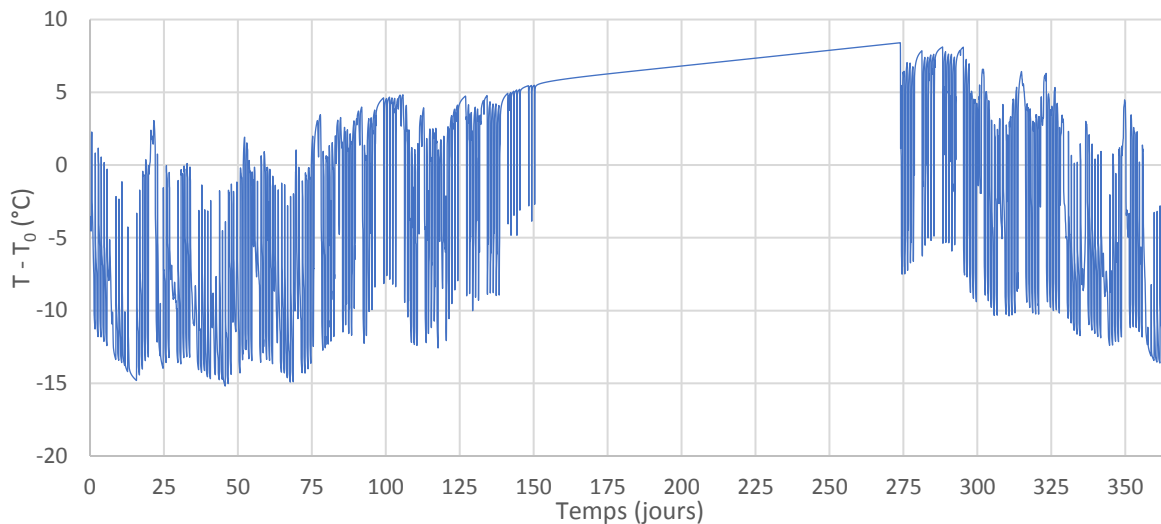


Figure 46 – Evolution de la température du fluide caloporteur pour le modèle comportant 1 puit.

4.3.5.2. Simulation avec plusieurs puits

La même simulation a été effectuée avec les modèles comportant 9, 25 et 37 puits, tout en conservant la même longueur totale de forages (3500 m). La distance séparant ces puits est de 6 m. L'évolution de la température du liquide caloporteur quittant le forage central pour ces trois modèles est comparée à celle obtenue avec un puits unique à la Figure 47.

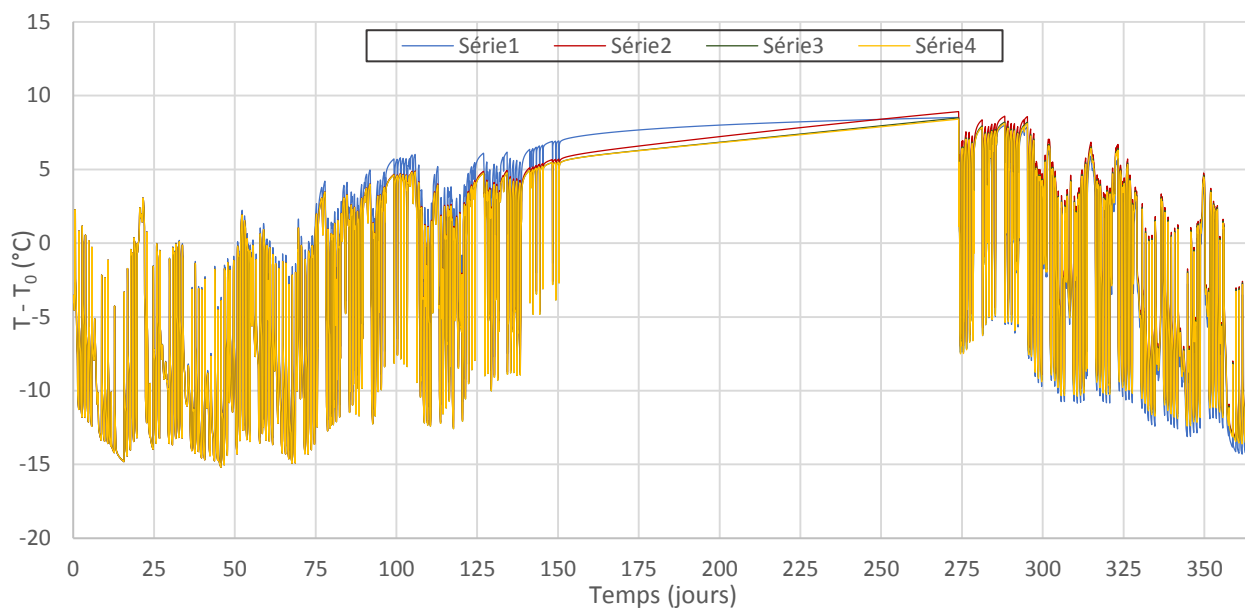


Figure 47 - Evolution de la température du fluide caloporteur pour les 4 modèles avec une distance de 6 m entre les puits.

Dans l'ensemble, on peut voir que l'interaction entre les puits n'a dans ce cas pas un impact conséquent sur la température du fluide caloporteur. Dans un premier temps, lors de la première phase d'exploitation du réservoir (0 à 90 jours), un décalage se forme entre le modèle comportant un seul forage et les puits multiples, la température diminuant davantage pour ces derniers. Ce phénomène est dû à l'interaction avec les puits voisins qui puisent eux aussi de la chaleur dans le sol. Cette interaction apparaît cependant avec un retard de plusieurs semaines. Au début de la phase de recharge, cette différence est alors à son maximum.

De la même manière, lors de la phase de recharge (jour 90 à 290), la température augmente plus rapidement pour les forages multiples. Cependant, la zone entourant le puits est à une température inférieure pour les modèles comportant plusieurs forages, ce qui a pour conséquence que la température maximale atteinte à la fin de l'été n'est pas forcément plus importante pour ceux-ci.

On remarque que la température augmente plus rapidement durant l'été lorsque le nombre de puits est limité (9 forages) que lorsqu'il est plus important (25 et 37 forages). Ceci est dû à un refroidissement plus important et plus homogène de la partie centrale du réservoir durant la phase d'exploitation lorsque celle-ci est entourée d'un nombre plus important de puits (Figure 48).

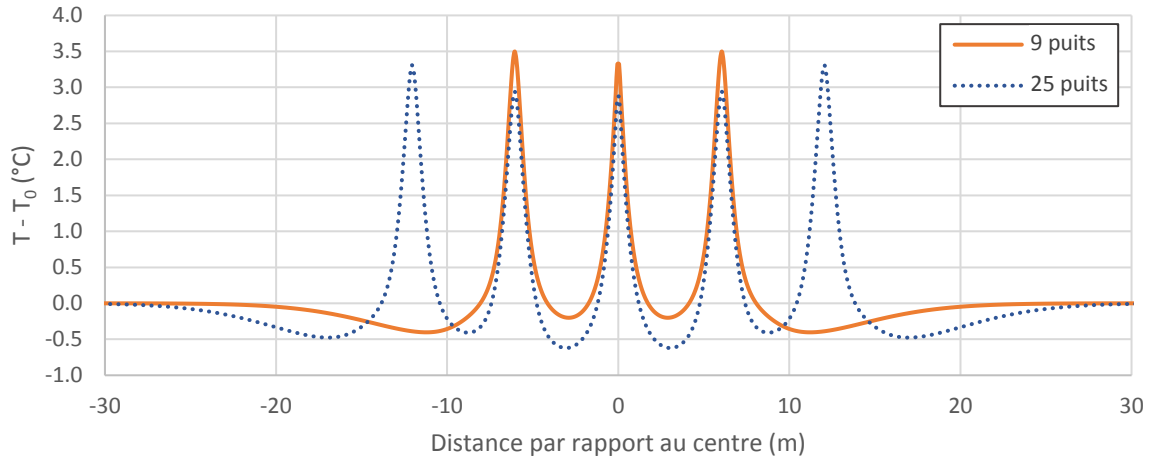


Figure 48 - Répartition de la température à l'intérieur du réservoir en fonction du rayon après 200 jours d'exploitation (vue en coupe selon l'axe Ox).

3.6. Distance entre forages

3.6.1. Distance de 3 m

La simulation a été répétée après avoir réduit la distance entre les puits à 3 m. La Figure 49 représente l'évolution de la température du fluide caloporteur à la sortie du puits central pour les trois modèles d'échangeur comparés au modèle ne comportant qu'un puits unique.

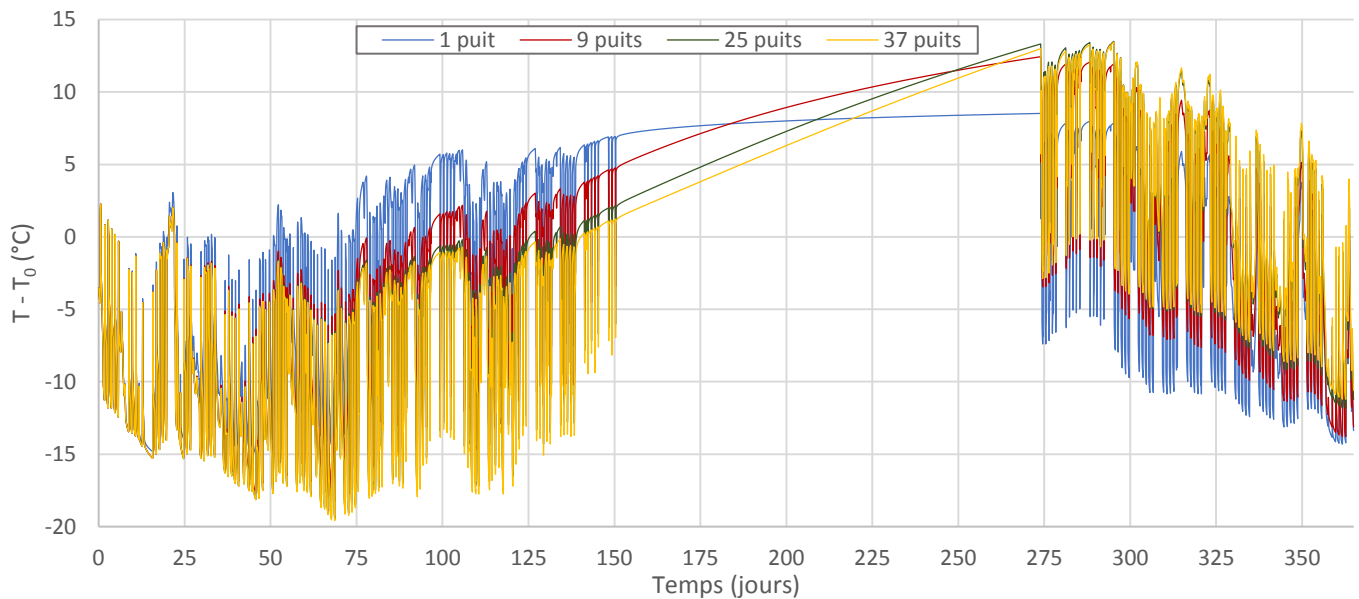


Figure 49 - Evolution de la température du fluide caloporteur pour les 4 modèles avec une distance de 3 m entre les puits.

On observe que l'influence des autres forages sur la température de la paroi du puits central commence à se faire ressentir dès la 2^e semaine. L'influence de la seconde rangée de puits se marque, elle, à partir de la 4^e semaine. A cause de la proximité importante entre les puits, la température finit par augmenter fortement durant la saison de chauffe, mais a également tendance à descendre plus bas lors de la phase d'exploitation. La masse de sol entourant les puits n'est donc pas suffisante pour absorber efficacement toute la chaleur.

3.6.1. Distance de 9 m

Pratiquement aucune différence de température n'est observée entre les modèles de 9, 25 et 37 puits lorsque la distance les séparant est de 9 m (Figure 50). Pour les extremums, le comportement est similaire à celui observé pour une distance de 6 m, avec des variations encore davantage atténuées (Tableau 5). La pente de la courbe lors de la phase d'injection est cette fois à peine plus importante pour les modèles de puits multiples.

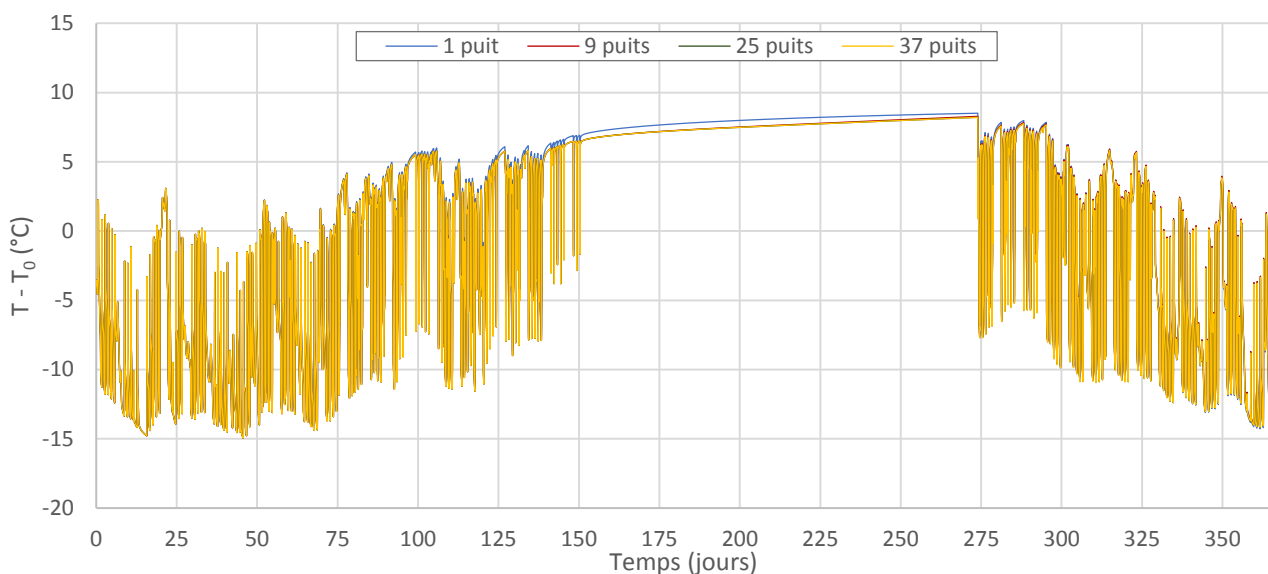


Figure 50 - Evolution de la température du fluide caloporteur pour les 4 modèles avec une distance de 9 m entre les puits.

L'interaction entre les forages a donc dans la plupart des cas un impact limité sur la température du fluide. Les extrémums de température de celui-ci sont en effet très faiblement impactés par les puits environnants tant que la distance entre eux permet une répartition suffisante de la chaleur. Une distance suffisamment importante entre les forages semble de plus être intéressante pour limiter l'étendue des variations de température du fluide caloporteur. Toutefois, une distance supérieure à 6 m n'apporte que des changements très limités.

L'interaction entre les forages induit également un effet retard qui peut être bénéfique pour le réservoir : la perturbation atteint le forage voisin après plusieurs semaines, quand le cycle d'exploitation/injection s'est potentiellement inversé. L'interaction entre les puits semble donc non seulement avoir un effet limité sur la température de la paroi, mais cet effet n'est pas nécessairement défavorable.

Tableau 5 - Extremum de températures du fluide caloporteur en fonction du nombre de puits et de la distance entre eux.

Distance entre les puits	3 m		6 m		9 m	
Nombre de puits	T _{min}	T _{max}	T _{min}	T _{max}	T _{min}	T _{max}
1	-14.98	8.52	-14.97	8.52	-14.95	8.51
9	-18.24	12.44	-15.20	8.92	-14.96	8.28
25	-19.43	13.50	-15.20	8.49	-14.96	8.21
37	-19.57	13.44	-15.20	8.40	-14.96	8.21

3.6. Température moyenne du réservoir

Pour le modèle de 37 puits séparés de 6 m, la variation de température du fluide caloporteur par rapport à la température de départ du réservoir (T_0) oscille donc entre -15.2 et 8.4°C lorsque le flux linéique maximum est limité à $50 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}$ en extraction de chaleur. Etant donné que la température du fluide caloporteur doit rester dans la gamme $0 - 30^\circ\text{C}$, T_0 doit dans ce cas être comprise entre 15.2 et 21.6°C .

Cependant, en choisissant une température de départ du réservoir dans cette gamme, une marge de plusieurs degrés persiste. Afin de maximiser la puissance de l'échangeur, la limite maximum du flux linéique a été relevée jusqu'à ce que l'amplitude des variations annuelles de température du liquide caloporteur atteigne 30°C . Chaque fois, le flux maximum en exploitation a été déterminé de façon à égaliser la quantité annuelle de chaleur entrant et sortant du réservoir. Les flux linéiques maximum permettant de rester dans cette gamme sont de $70 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}$ en exploitation et $26 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}$ en injection.

Avec ces valeurs, une température de 19.8°C en début de simulation est alors nécessaire pour que la température du fluide caloporteur oscille entre 0 et 30°C (Figure 51). Cette situation permet donc une utilisation optimale de l'échangeur géothermique.

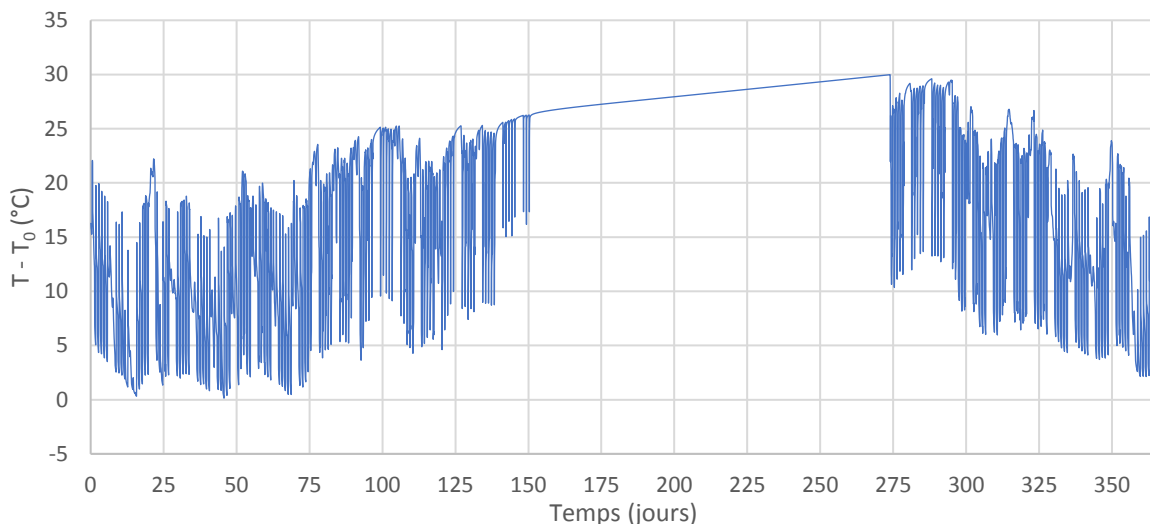


Figure 51 – Evolution de la température du fluide caloporteur avec des flux linéiques en exploitation et injection limités respectivement à 70 et $26 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}$.

3.7. Comportement du réservoir

Nous avons jusqu'ici considéré une température homogène du réservoir en début de simulation. Maintenant que les effets de la configuration et de la distance entre les puits est mieux cernée, il est possible de s'intéresser à la charge du réservoir et à ses premières années d'exploitation.

3.7.1. Phase de charge

Lors de la charge du réservoir, on suppose que la totalité de la chaleur du SEGI est injectée dans l'échangeur. La température de sortie du fluide caloporteur et l'augmentation de la température moyenne du réservoir lors de sa charge sont représentées à la Figure 52. On peut voir qu'après un an de charge, le réservoir atteint la température moyenne de 21.2°C. Un peu moins de 290 jours sont donc suffisants pour l'amener à la température voulue.

La température du fluide caloporteur augmente également au fur et à mesure que le réservoir se réchauffe. Elle finit néanmoins par se stabiliser aux alentours de 32°C (Figure 52).

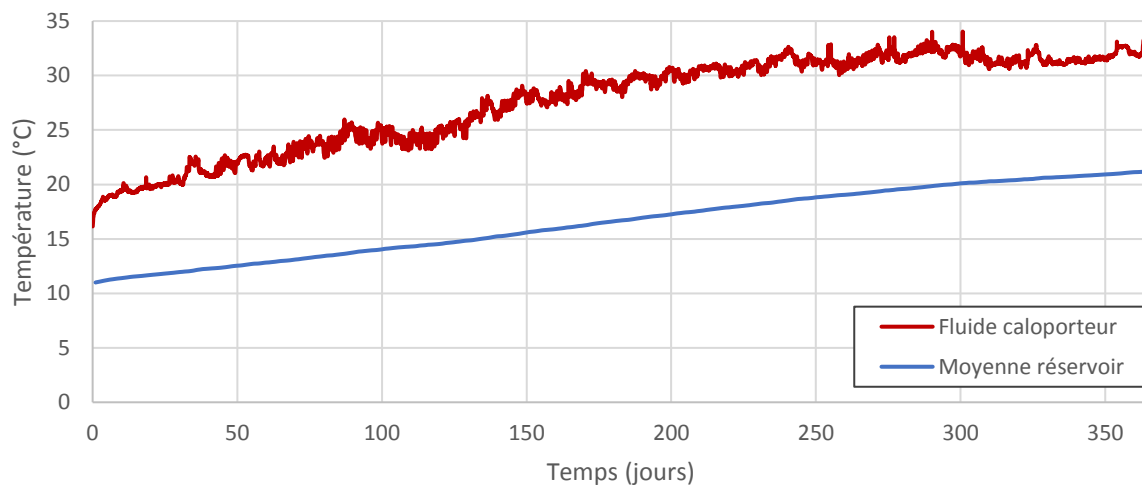


Figure 52 - Evolution de la température moyenne du réservoir et de celle du fluide à la sortie du puits central lors de la phase de charge.

Cependant, après une année de chauffage, la température du réservoir n'est pas homogène (Figure 53). Un gradient de température s'est formé au sein de celui-ci ainsi qu'autour des puits et la température de leur paroi est 10°C supérieure à la température moyenne du réservoir. Ceci peut poser un problème lors de l'exploitation. En effet, la température de départ de la paroi étant plus élevée, la température du fluide devra l'être également, ce qui peut entraîner un décalage par rapport aux valeurs déterminées précédemment avec une température du réservoir supposée homogène en début d'exploitation.

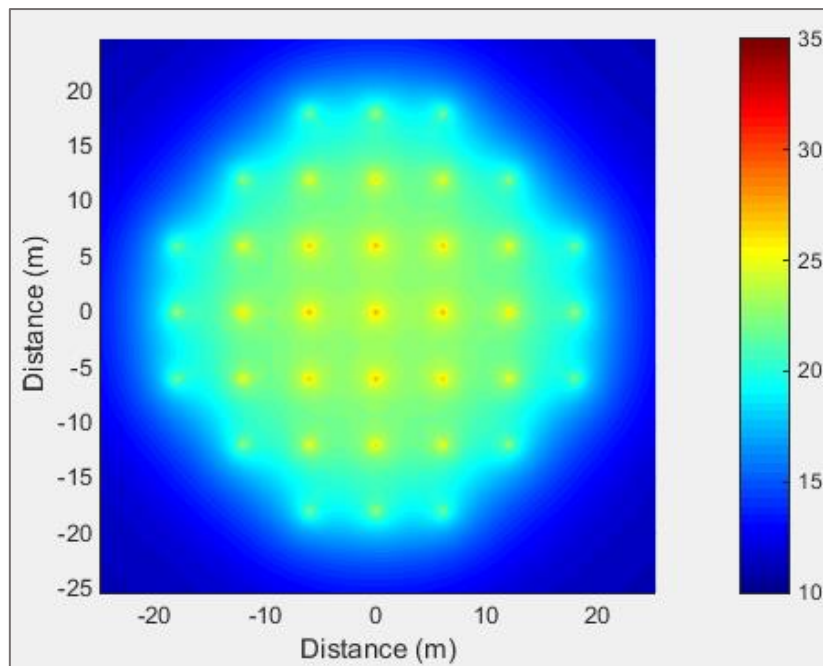


Figure 53 - Répartition de la température à l'intérieur du réservoir après 1 an de charge.

3.7.2 Phase d'exploitation

Démarche

La charge du réservoir a été interrompue lorsque sa température moyenne a atteint l'objectif des 19.8°C. Le réservoir a ensuite été exploité de la même manière que précédemment, c'est-à-dire en limitant le flux linéique à 70 W.m⁻¹ en exploitation et en restreignant dans un premier temps l'injection pour qu'elle compense exactement la quantité de chaleur pompée annuellement. Cependant, étant donné que la température du réservoir est cette fois plus importante que celle du sol environnant, des déperditions thermiques ont lieu vers celui-ci. La diminution de la température moyenne du réservoir à la fin de la première année d'exploitation a permis de quantifier ces pertes. La même modélisation a alors été répétée cette fois en relevant la limite de flux en injection de manière à ajouter aux flux injectés de quoi compenser ces déperditions.

Néanmoins, dès lors que la diminution de température est moins importante que durant l'itération précédente, les pertes de cette seconde modélisation sont légèrement plus élevées. Une nouvelle simulation est donc effectuée en compensant de la même manière ces pertes supplémentaires. Ceci est répété jusqu'à ce que la température moyenne du réservoir à la fin de l'année soit suffisamment proche de sa température moyenne de départ. Le même mode opératoire est alors appliqué aux années suivantes.

Déperditions thermiques

Les pertes thermiques du réservoir s'élèvent à 271 MWh la première année d'exploitation, ce qui représente une part non négligeable du flux injecté (près de 40%). Cette valeur est cependant vouée à diminuer durant les premières années d'exploitation. En effet, un gradient thermique doit dans un premier temps se former dans le sol entourant le réservoir et absorbe donc des quantités de chaleurs importantes durant cette période. Une fois ce gradient formé, un régime permanent apparaît et le flux de chaleur quittant le réservoir se stabilise (Figure 54). Les déperditions ne valent ainsi plus que 183 MWh dès la deuxième année d'exploitation et se stabilisent sous les 150 MWh, soit 21% de la quantité annuelle de chaleur injectée. Ce rendement, assez important pour ce type de stockage, est dû aux températures relativement faibles utilisées dans le réservoir.

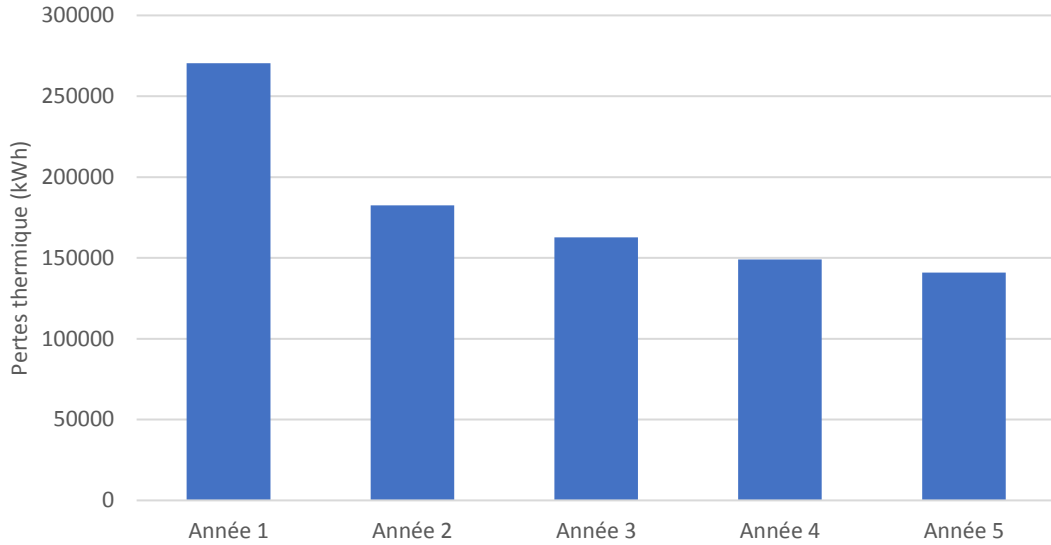


Figure 54 - Déperditions thermiques du réservoir durant les 5 premières années d'exploitation.

Gradient thermique du réservoir

A cause du gradient thermique qui se forme à l'intérieur du réservoir, la température du fluide caloporteur n'est pas la même dans tous les puits. En effet, le centre étant à une température plus élevée que la périphérie, la température du liquide caloporteur doit également être plus haute afin que les échanges de chaleur soient les mêmes pour chaque puit. On observe donc une différence de température allant jusqu'à 5°C entre le puits central et les puits périphériques. Ce phénomène augmente la variation globale de température (Figure 55) étant donné que la gamme explorée va de la température maximum des puits centraux à la température minimum des puits situés en périphérie.

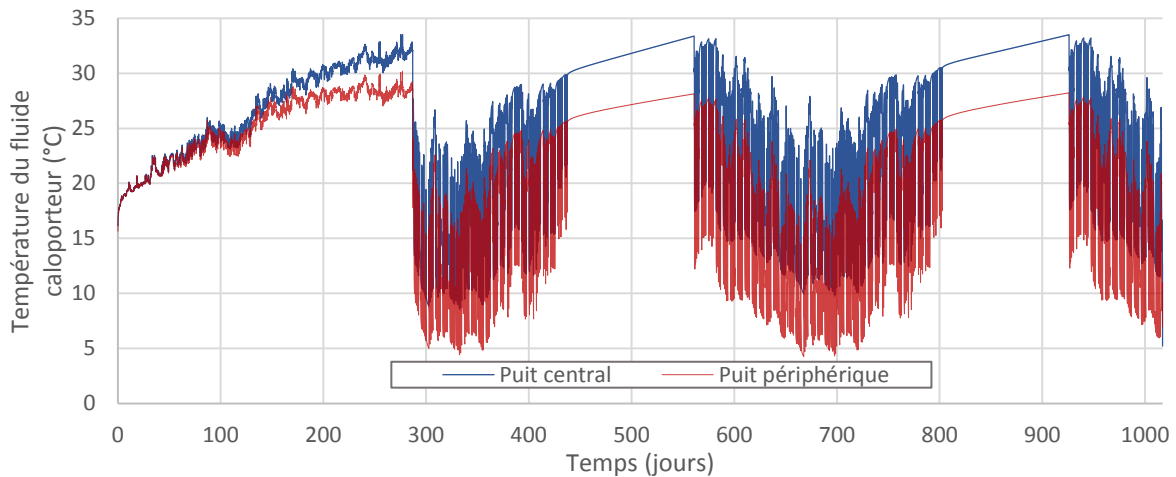


Figure 55 - Température du fluide caloporteur à la sortie du puits central et d'un puits périphérique durant la phase de charge (0 à 287 jours) et deux années d'exploitation.

Cette distribution de température à l'intérieur du réservoir est due au fait que c'est le flux de chaleur et non la température du fluide qui est imposé. Dans la réalité, ce gradient peut être créé en faisant

d'abord passer le fluide caloporteur dans les puits centraux puis dans les puits périphériques lors de la charge du réservoir et inversement lors de sa décharge. Une température plus élevée au centre du réservoir peut effectivement être intéressante puisqu'elle permet de favoriser les échanges de chaleur tout en diminuant les pertes thermiques.

Une autre conséquence du gradient de température formé dans le réservoir lors de la phase de charge est la diminution de la variation de température du fluide. Celle-ci est de 24 et 25°C pour le puits central et périphérique respectivement, au lieu des 30°C attendus.

Enfin, le fait que la température du sol dans un rayon proche des puits soit bien plus élevée que la température moyenne du réservoir à la fin de la phase de charge a également un impact sur la température du fluide. Les maxima dépassent en effet de plusieurs degrés la limite supérieure dans les puits situés au centre du forage (puits central et, dans une moindre mesure, la première rangée de puits qui l'entourent) durant la période de recharge. Ce problème peut être fortement atténué en limitant la température du fluide dans les puits centraux à la fin de la phase de charge et durant les périodes de recharge.

La Figure 56 représente les variations de la température du sol à diverses distances du réservoir ainsi que celles de la température moyenne de celui-ci. Cette dernière oscille entre 18 et 21.5°C.

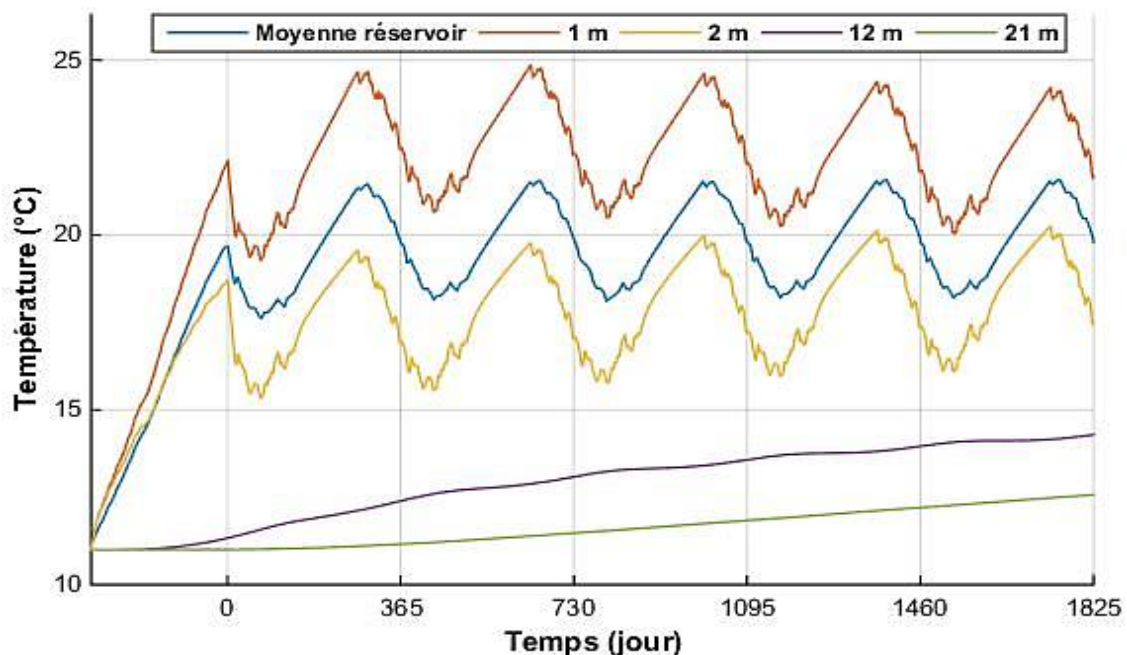


Figure 56 – Evolution de la température moyenne du réservoir et du sol à 1, 2, 12 et 21 m des puits périphériques durant la phase de charge et 5 années d'exploitation.

4. Cout du système

4.1. Cout économique

Le cout total du système peut être subdivisé en deux composantes : le cout d'investissement et le cout de fonctionnement.

4.1.1. Cout d'investissement

Le cout d'investissement correspond au prix de départ qu'il va falloir déboursier pour le système et sa mise en place. Il est composé du prix des forages, de la pompe à chaleur ainsi que des échangeurs et pompes faisant circuler le fluide caloporteur dans l'échangeur géothermique.

Les forages et le matériel lié aux puits comptent généralement pour plus de la moitié du cout d'investissement (Blum et al, 2011 ; Buckley et al., 2015). Le prix de l'échangeur géothermique comprend une partie fixe (déplacement et mobilisation de la foreuse, transport des ouvriers, test de pression, etc.) et une partie dépendant de la longueur totale des forages et de leur nombre (forage, raccords horizontaux, eau glycolée, protections pour les têtes de sondes, etc.). Néanmoins, la partie fixe devient rapidement négligeable pour de grands systèmes et il peut raisonnablement être considéré que le cout est proportionnel à la longueur totale de forages nécessaire. Le cout d'un système constitué de 15 puits de 100 mètres de long a donc été calculé sur base des tarifs renseignés par la société GEO-GREEN (Tableau 6) et le cout total a été rapporté à la longueur des forages. Une valeur de 75 € par mètre de forage est obtenue.

Tableau 6 - Coûts liés aux différentes parties de l'échangeur géothermique.

Elément	Cout (€)	
Forage	55 €/m	82 500
Mobilisation - démobilitation du matériel et des ouvriers		2 000
Protection des têtes de sondes	50 €/unité	750
Collecteurs		4 000
Raccords horizontaux	20 €/m	6 000
Raccordement au bâtiment	30 €/m	2 400
Eau glycolée	3 €/L	12 000
Simulation		2 500
Test de pression		150
Total		112 300

Les couts liés à la partie du système située en surface sont principalement occasionnés par la PAC. Son prix dépend essentiellement de la puissance thermique qu'elle doit fournir. Les économies d'échelles peuvent avoir un impact important sur les couts des pompes à chaleurs géothermiques étant donné que l'installation et les équipements auxiliaires ont un poids considérable sur l'investissement total (Danish Energy Agency, 2013). Ces différences tendent toutefois à se réduire lorsque la taille de l'installation devient plus importante. Une valeur de 600 €/kW correspondant à la gamme de puissance nécessaire pour ce projet a été utilisée dans les calculs (Danish Energy Agency, 2012).

Durée de vie

Les pompes à chaleur géothermiques ont des couts initiaux bien plus importants que les systèmes de chauffages traditionnels (Self et al., 2013). Afin de pouvoir comparer la PAC géothermique au système de chauffage actuel, les couts d'investissement ont été amortis sur la durée de vie des appareils. Celle-ci est estimée à 20 ans pour les pompes à chaleur. Les sondes peuvent en revanche servir bien plus longtemps : leur durée de vie peut aller jusqu'à 75 ans d'après l'Office de l'efficacité énergétique de Ressources naturelles Canada (2017). Un temps d'amortissement de 50 ans a donc été considéré pour l'échangeur géothermique.

4.1.2. Cout de fonctionnement

Le cout de fonctionnement provient d'une part de l'entretien des appareils, et d'autre part de l'énergie consommée par leur fonctionnement. Le cout de maintenance des pompes à chaleur est relativement faible par rapport aux installations de chauffage traditionnelles. Pour une grande installation, celui-ci ne représente que quelques centaines d'euros par an (Danish Energy Agency, 2013) et est négligeable par rapport au cout de l'électricité consommée par la PAC.

Ce dernier dépendra principalement de ses performances. Même s'il existe déjà sur le marché des fabricants qui annoncent un COP de l'ordre de 6, le COP moyen annuel a été fixé à 4, ce qui correspond aux performances de la plupart des appareils disponibles. Selon l'inventaire de l'AFPG (2014), une amélioration des performances peut cependant être attendue pour les années à venir.

Prix de l'énergie

Le cout opérationnel est donc en grande partie déterminé par le prix de l'électricité consommée par la pompe à chaleur et les auxiliaires. Le prix moyen du mégawattheure électrique en Belgique payé par les particuliers est de l'ordre de 200 euros, mais celui payé par les industriels est bien moins important. L'université paye ainsi un tarif intermédiaire de 120 euros par MWh (moyenne pour l'année 2014).

Le prix de l'énergie calorifique est totalement différent de celui de l'énergie électrique. Le mégawattheure de chaleur revient généralement aux alentours de 70 euros pour les systèmes de chauffage traditionnels. Encore une fois, le prix payé par l'université est moins élevé : le chauffage a été facturé en moyenne 39 euro par MWh durant l'année 2014.

4.1.3. Résultats

Le cout du chauffage par PAC a été comparé à celui payé par l'université à la chaufferie centrale. Afin de rendre les données comparables, la part de chaleur du SEGI pouvant être exploitée directement a été séparée de celle transitant par le réservoir de chaleur. Le cout de la chaleur stockée a de cette façon pu être exprimé en fonction de la longueur totale de l'échangeur géothermique.

Sur une année, 418 des 1 011 MWh récupérés peuvent être directement utilisés pour chauffer le bâtiment, ce qui correspond à 557 MWh fournis par la PAC. Cette chaleur revient à 45 euro/MWh, soit 15% de plus que celle produite par la chaufferie. Le reste des besoins (851 MWh) est donc réparti entre le réservoir et le feeder selon la longueur totale de l'échangeur géothermique. Le cout de cette chaleur en fonction de la longueur de l'échangeur géothermique est représenté à la Figure 57. Les trois courbes correspondent à 3 prix différents de la chaleur du feeder : 39, 50 et 90 euros par MWh. On voit qu'aux prix actuels de la chaleur (39 €/MWh), les forages ne sont pas rentables par rapport à la chaleur du feeder (droite bleue). Le prix de la chaleur fournie au Montefiore est par ailleurs croissant avec la longueur de l'échangeur. Ceci est dû d'une part au cout plus important de la chaleur fournie par le réservoir par rapport à celle du feeder, mais également au cout croissant de la chaleur de l'échangeur lorsque la longueur de celui-ci augmente (Figure 58). En effet, la relation entre quantité de chaleur annuelle fournie et puissance d'échangeur géothermique nécessaire (Figure 38) n'est pas linéaire. Chaque kWh supplémentaire fourni par ce système nécessitera donc une longueur d'échangeur plus importante que le précédent, ce qui engendre un cout au kWh croissant.

Cependant, l'augmentation du coût avec la longueur est assez faible et le prix de l'exploitation de la chaleur du SEGI n'est pas beaucoup plus élevé que celui de la chaleur fournie par la chaufferie centrale : une longueur totale de 2500 m d'échangeurs augmenterait le prix de la chaleur de moins de 20%. De ce fait, le stockage de chaleur peut devenir avantageux économiquement en cas d'augmentation du prix des énergies fossiles (droites rouge et verte). Avec un prix de la chaleur fixé à 50 euros par MWh, on voit que l'utilisation du réservoir de chaleur est compétitive jusqu'à une longueur de 2000 mètres. On remarque également que dans ces conditions la droite est très aplatie, ce qui signifie qu'il n'existe pas d'optimum précis mais qu'une gamme de longueur relativement large peut être utilisée sans affecter significativement les coûts.

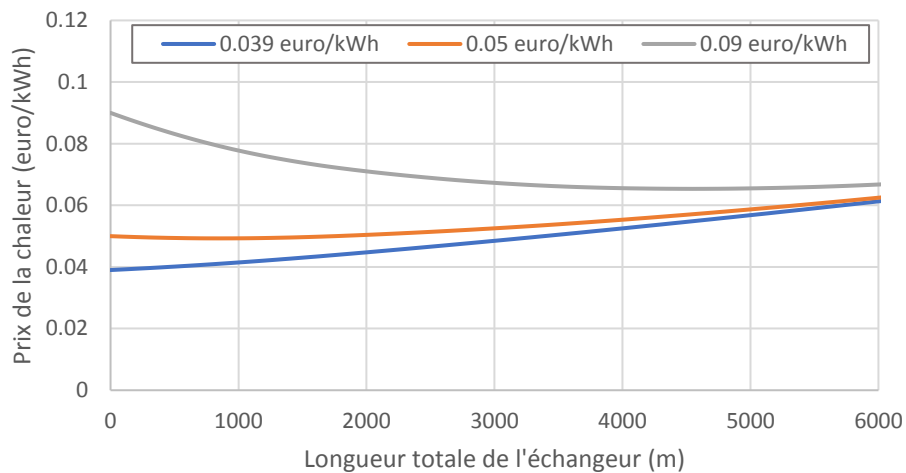


Figure 57 - Coût par kWh de la chaleur fournie au Montefiore en fonction de la longueur totale de l'échangeur géothermique.

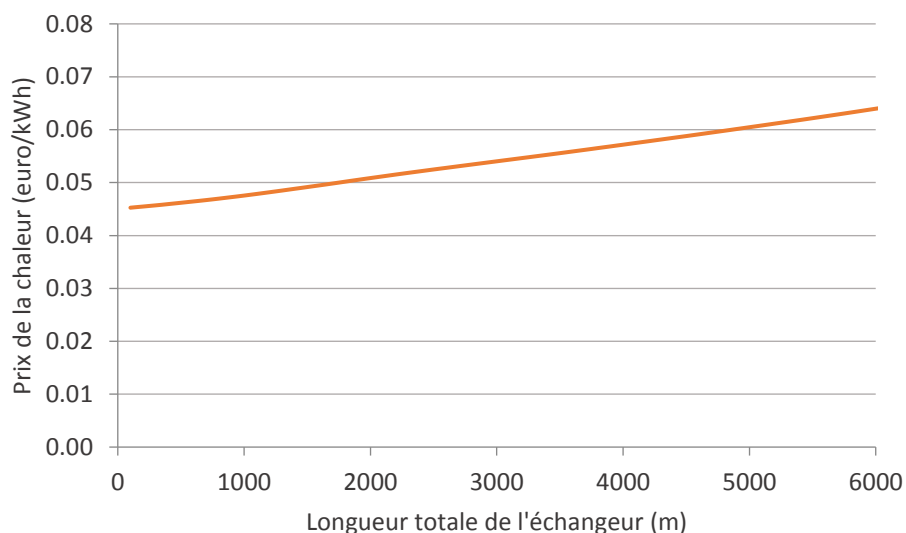


Figure 58 - Coût par kWh de la chaleur fournie par le réservoir en fonction de la longueur totale de l'échangeur géothermique.

4.2. Cout environnemental

L'énergie géothermique revient généralement plus cher que les énergies fossiles à cause des investissements importants qu'elle sollicite (Buckey et al., 2015), mais offre un avantage considérable en termes d'émissions de gaz à effet de serre. En effet, il n'y a pas de CO₂ émis directement par la PAC vu que celle-ci ne fait appel à aucun phénomène de combustion. La chaleur fournie est constituée en grande partie de chaleur « gratuite » prise à l'environnement et seule l'énergie électrique consommée par le système contribue à ces émissions. Il est donc également intéressant de comparer les deux systèmes de chauffage d'un point de vue environnemental.

Les PAC sont très favorables dans les pays comme la Belgique qui possèdent un mix énergétique pauvre en carbone (Bayer et al., 2012), que ce soit grâce à l'utilisation d'énergies renouvelables ou du nucléaire. La combinaison de pompes à chaleur avec des panneaux photovoltaïques peut d'ailleurs constituer un moyen intéressant de démultiplier la quantité d'énergie fournie par ces derniers. Elles peuvent toutefois aussi s'avérer intéressantes dans des pays possédant un mix énergétique plus polluant (pétrole et même charbon) pour autant que leurs performances soient suffisantes.

La quantité de gaz à effet de serre émis par kWh d'énergie électrique dépend donc fortement de la manière dont celle-ci a été produite et peut varier dans de très larges gammes (Tableau 7). Le mix énergétique belge étant assez pauvre en carbone de part une forte dominance du nucléaire (Figure 59), celles-ci valent 197 kg/MWh.

Tableau 7 - Emissions de gaz à effet de serre des différents moyens de production d'électricité (Rapport du GIEC 2014)

Moyen de production	Emissions (g/kWh)
Parcs éoliens	11
Centrales nucléaires	12
Panneaux solaires	27
Centrales au gaz	490
Centrales au charbon	820

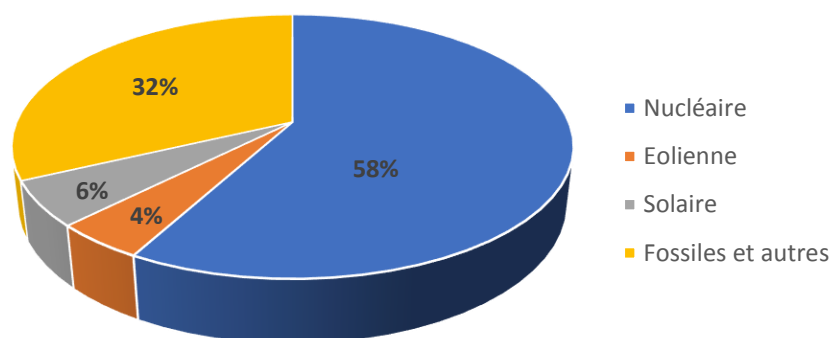


Figure 59 - Répartition de la production d'électricité du mix énergétique belge pour l'année 2017 (ELIA).

Les émissions liées à l'énergie électrique dépendent également de la manière dont elle est consommée. Une production de pointe sera davantage polluante car elle est typiquement produite par des énergies fossiles (Wahlroos et al., 2017). Celles-ci sont en effet capables de faire fluctuer plus rapidement la puissance qu'elles fournissent pour répondre à une demande importante qu'une centrale nucléaire ou biomasse, par exemple. De ce point de vue, la stratégie d'utilisation des pompes à chaleur tend à créer des besoins en électricité relativement peu variables puisque son fonctionnement à puissance constante est plus favorable (afin d'optimiser les rendements et la durée de vie de l'appareil). Notons que les émissions liées à la construction de la PAC et de l'échangeur géothermique n'ont pas été prises en compte.

Concernant les émissions de l'énergie calorifique, 251 kg de CO₂ sont émis par MWh d'énergie primaire brûlée pour un chauffage au gaz naturel. En considérant un rendement de 92% du système de distribution de chaleur et de 95% de la chaufferie centrale (Sartor et al., 2017) ce sont 287 kg de CO₂ qui sont émis par MWh consommé. Notons que les émissions liées au système de cogénération biomasse sont bien moins importantes (46.7 kg de CO₂ par MWh selon la Commission wallonne pour l'Energie), mais il a été considéré que l'énergie apportée par la pompe à chaleur était économisée en priorité sur la production des chaudières au gaz de la chaufferie centrale.

La Figure 60 compare les rejets de CO₂ causés par le chauffage de l'Institut dans trois cas de figure. Le premier correspond à un chauffage assuré uniquement par du gaz naturel. Pour le deuxième, une PAC exploite la chaleur produite par le SEGI sans stockage de celle-ci. La chaleur manquante est apportée par le chauffage au gaz naturel. Enfin, la troisième considère en plus l'utilisation d'un réservoir souterrain pourvu de 3500 m d'échangeur géothermique. On voit que l'utilisation d'une PAC et du réservoir permet de limiter de façon importante les émissions : avec un réservoir comprenant 3500 m d'échangeur géothermique, il est possible d'éviter plus de 60% des émissions dues au chauffage (près de 350 tonnes de CO₂).

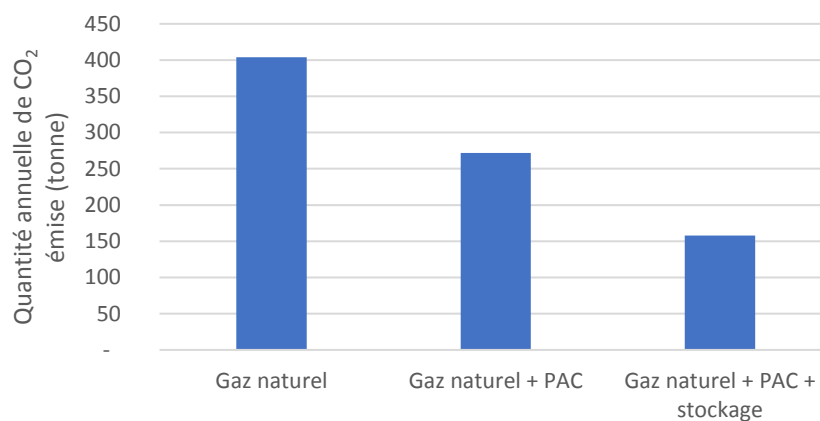


Figure 60 - Emissions de CO₂ de 3 dispositifs de chauffage.

Comme escompté, la chaleur fournie par l'installation étudiée coûte un peu plus cher que celle du système actuel mais ses émissions sont bien moins importantes. La longueur totale d'échangeur installée a une influence importante sur ces deux valeurs puisque c'est elle qui conditionne la quantité de chaleur qui pourra être prise en charge par le réservoir : 1500 m de sondes augmentent les dépenses en chauffage de 10% mais permettent d'éviter près d'un quart de ses émissions, tandis que 3000 m les font chuter de moitié pour un coût de chauffage 25% supérieur. Notons cependant que la durée d'amortissement a un impact important sur la rentabilité du dispositif. Le coût de l'échangeur géothermique a dans ce cas eu des répercussions relativement limitées sur les performances économiques du système étant donné la durée très large prise en considération.

V. Perspectives et conclusion

Ce travail a permis de mieux cerner les quantités d'énergie thermique émises par les systèmes de refroidissement du SEGI ainsi que les possibilités de récupération offertes par ceux-ci. Ces données ont pu être mises en relation avec la consommation de chaleur d'un bâtiment de taille relativement importante.

Il est tout d'abord apparu que la mauvaise correspondance entre les courbes d'offre et de demande justifie l'utilisation d'un réservoir de chaleur. D'autre part, la quantité de chaleur émise par le centre de données est bien plus importante qu'attendu et permet théoriquement de combler la quasi-totalité des besoins de l'Institut. Cependant, ceci n'est pas favorable au dimensionnement du réservoir et engendre des contraintes supplémentaires puisque des pics de puissances plus élevés doivent alors être fournis par le système pour répondre à la demande de pointe. Cela a pour effet d'augmenter la taille de l'échangeur géothermique et donc les coûts de l'installation. Néanmoins, d'autres bâtiments sont situés à proximité du centre de données et il serait plus intéressant d'alimenter partiellement ceux-ci avec ce système de manière à lisser la courbe de demande et ainsi diminuer la longueur de l'échangeur géothermique et limiter les coûts. De plus, une part non négligeable des pertes du système de chauffage actuel apparaissent au niveau du système de distribution (feeder). Les économies de chauffage effectuées au niveau des bâtiments ont peu d'impact sur ces pertes puisqu'elles dépendent de la température de l'eau circulant à l'intérieur du feeder et ont donc lieu même lorsque très peu de chaleur est puisée dans le réseau. C'est pourquoi il pourrait y avoir un intérêt à utiliser un système de pompe à chaleur à plus grande échelle pour améliorer les performances de ce réseau en créant un circuit à plus basse température. Par ailleurs, d'autres points de rejet de chaleur fatale existent sur le campus (climatisation de bâtiments, de salles informatiques, production de froid des laboratoires, etc.), constituant autant d'emplacements où de la chaleur perdue peut être valorisée.

La récupération de la chaleur du SEGI est cependant loin d'être aisée. En plus de sa faible température de rejet et de la contribution de plusieurs dispositifs au refroidissement des serveurs, les systèmes actuels ne sont pas prévus pour une récupération efficace de la chaleur. Les refroidisseurs, aérorefrigérants et systèmes de ventilations du free cooling ont en effet été conçus pour que la chaleur soit rejetée dans l'air et non vers un circuit d'eau.

Les modélisations du réservoir de chaleur ont montré qu'il est difficile d'augmenter sa température de manière importante avec la chaleur du centre de donnée. Une température moyenne de 20°C à l'intérieur de celui-ci a cependant pu être atteinte moyennant certaines modifications des refroidisseurs. Cette température relativement faible permet en revanche de limiter les pertes du réservoir. L'échangeur géothermique a été étudié ici dans le cadre de stockage de chaleur et la température du sous-sol a été augmentée au maximum afin de maximiser le rendement de l'exploitation de la chaleur stockée par une pompe à chaleur. Une variante intéressante pourrait être de combiner le recyclage de la chaleur du SEGI avec l'exploitation de la chaleur du sous-sol en utilisant la chaleur du centre de données uniquement à des fins de recharge thermique. Cette stratégie pourrait alors permettre de mieux tirer profit des faibles températures de la chaleur rejetée.

Bibliographie

- ADEME. (2013). Les systèmes de stockage d'énergie. 1–32.
- ADEME BRGM (2018). Le stockage géologique de la chaleur. <http://www.geothermie-perspectives.fr/article/stockage-geologique-chaleur>
- AFPG. (2014). Géothermie assistée par pompe à chaleur - Etude technico-économique.
- Allan, M. L., & Kavanaugh, S. P. (1999). Thermal Conductivity of Cementitious Grouts and Impact on Heat Exchanger Length Design for ground Source Heat Pumps. *HVAC&R Research*, 5(2), 85–96.
- Anzellini, S., Dewaele, A., Mezouar, M., Loubeyre, P., & Morard, G. (2013). Melting of Iron at Earth's Inner Core Boundary Based on Fast X-ray Diffraction. *Science*, 340(April), 464–466.
- ASHRAE. (2009). Handbook-HVAC System And Equipment. American Society Of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- Banks, D. (2008). An introduction to thermogeology: Ground source heating and cooling. Oxford: Blackwell.
- Bayer, P., Saner, D., Bolay, S., Rybach, L., & Blum, P. (2012). Greenhouse gas emission savings of ground source heat pump systems in Europe: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(2), 1256–1267.
- Blum, P., Campillo, G. and Kölbl, T. (2011). Techno-economic and spatial analysis of vertical ground source heat pump systems in Germany. *Energy*, 36 (5), 3002-3011
- Buckley, C., Pasquali, R., Lee, M., Dooley, J. and Williams, T.H. (2015). 'Ground Source Heat' & 'Shallow Geothermal Energy', Homeowner Manual. Geothermal survey of Ireland
- Calembert, L., Monjoie, A. and Polo-Chiapolini, Cl., préface par De Beer, E. (1975). Carte géotechnique prototype du Sart Tilman. Annales des Travaux Publics de Belgique, N°5
- Calembert, L., Pel, J. and Brumagne, D. (1964). Géologie. Extrait du 2ième cahier du Sart Tilman, Publication no25, Laboratoires de Géologie de la Fac. des Sc. Appl., Université de Liège
- Carlslaw, H.S., Jaeger, J.C. Conduction of Heat in Solids. Clarendon Press: Oxford, UK, 1959; ISBN 0-19-853368-3.
- Charlier, R., Radu, J.-P., & Collin, F. (2011). Numerical modelling of coupled transient phenomena. *Revue Française de Génie Civil*, 5(6), 719–741.
- Commission européenne, Joint Research Centre, & Energy, I. for. (2008). Code of Conduct on Data Centres Energy Efficiency Version 1.0. October, (October), 1–20.
- CSTC. (2017). Géothermie peu profonde. Conception et mise en œuvre de systèmes avec échangeurs en forme de U. Note d'information technique 259.
- Curtis, R., Lund, J., Sanner, B., Rybach, L., & Hellström, G. (2005). Ground Source Heat Pumps - Geothermal Energy for Anyone, Anywhere: Current Worldwide Activity. *Proceedings World Geothermal Congress 2005*, (April), 9.
- Danish Energy Agency, & Energinet.dk. (2013). Technology data for energy plants - individual heating plants and energy transport, (August), 212.
- Danish Energy Authority, & Energinet.dk. (2012). Technology Data for Energy Plants (Vol. 978-87-784).
- De Boever, E., Lagrou, D., & Laenen, B. (2012). Guide de la Géothermie en Belgique, 27.
- Dincer, I., & Dost, S. (1996). A perspective on thermal energy storage systems for solar energy applications. *International Journal of Energy Research*, 20(November 1994), 547–557.
- Dincer, I., Dost, S., & Li, X. (1997). Performance analyses of sensible heat storage systems for thermal applications. *Fuel and Energy Abstracts*, 38(6), 435.
- Dincer, I. (2002). On thermal energy storage systems and applications in buildings. *Energy and Buildings*, 34(4), 377–388.

- Douchet, F. (2015). Optimisation énergétique de data centers par utilisation de liquides pour le refroidissement des baies informatiques.
- Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2014). A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31, 622–638. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.12.007>
- Ebrahimi, K., Jones, G. F., & Fleischer, A. S. (2015). Thermo-economic analysis of steady state waste heat recovery in data centers using absorption refrigeration. *Applied Energy*, 139, 384–397.
- Eduscol. (2015). Pompe à chaleur, que dois-je savoir ?, 54. Retrieved from <http://eduscol.education.fr/sti/sites/eduscol.education.fr.sti/files/ressources/techniques/6148/6148-cours-pompe-chaleur.pdf>
- Eskilson, P., 1987. Thermal analysis of heat extraction boreholes. Doctoral Thesis. University of Lund.
- Ferguson, G., & Woodbury, A. D. (2004). Subsurface heat flow in an urban environment. *Journal of Geophysical Research: Solid Earth*, 109(B2), 1–9.
- US EPA. Energy Star Program. Report to Congress on Server and Data Center Energy Efficiency. U.S. Environmental Protection Agency.
- Freeze, R. A., and J. A. Cherry (1979), *Groundwater*, Prentice-Hall, Old Tappan, N. J
- Gehlin, S. (2002). Thermal response test - method development and evaluation. Doctoral Thesis 2002:39. Luleå University of Technology, Sweden.
- Grassi, W., *Heat Pumps: Fundamentals and Applications*. Pisa : Springer, 2018, 180 p.
- Hadorn, J.-C., 1990. Guide to Seasonal Heat Storage. Swiss Federal Energy Office and Swiss Association of Engineers and Architects, Ottawa.
- Hackel, S., Nellis, G., & Klein, S. (2008). Optimization of hybrid geothermal heat pump systems. 9th International IEA Heat Pump Conference, 057(May), 20–22.
- Haywood, A., Sherbeck, J., Phelan, P., Varsamopoulos, G., & Gupta, S. K. S. (2012). Thermodynamic feasibility of harvesting data center waste heat to drive an absorption chiller. *Energy Conversion and Management*, 58, 26–34.
- Hellström, G. (1991). Ground heat storage: Thermal analyses of duct storage systems. Lund University, 310.
- Horbaniuc, B., Dumitrascu, G., & Dumencu, A. (2014). Étude du stockage thermique dans le sol en utilisant un schéma à différences finies unidimensionnel.
- Ingersoll, L. R., and H. J. Plass. 1948. “Theory of the Ground Pipe Heat Source for the Heat Pump.” *ASHVE Transactions* 47: 339–348.
- Jacquard, P. & Sandre, S. *La pratique de la climatisation et du chauffage thermodynamique*. PYC Edition. Paris : Dunod, 2008, 396 p.
- Jedidi, M. & Benjeddou, O. *La thermique du bâtiment : du confort thermique au choix des équipements de chauffage et de climatization*. Paris : Dunod, 2016, 133 p.
- Johnson, P., & Marker, T. (2009). Data centre energy efficiency product profile. Pitt & Sherry, Report to Equipment Energy Efficiency Committee (E3) of The Australian Government Department of the Environment, Water, Heritage and the Arts (DEWHA).
- Joshi, Y., & Kumar, P., (2012). *Energy Efficient Thermal Management of Data Centers*. Londres : Springer Science & Business Media, 626 p.
- Kant, K. (2009). Data center evolution. A tutorial on state of the art, issues, and challenges. *Computer Networks*, 53(17), 2939–2965.
- Koenig, A. A. (2015). Thermal resistance of borehole heat exchangers composed of multiple loops and custom shapes. *Geothermal Energy*, 3(1), 1–14.
- Koomey, J. G. (2011). *Growth in Data Center Electricity use 2005 to 2010*. Oakland, CA: Analytics Press; 2011.

- Lu, T., Lü, X., Remes, M., & Viljanen, M. (2011). Investigation of air management and energy performance in a data center in Finland: Case study. *Energy and Buildings*, 43(12), 3360–3372.
- Lund P. (1985) Effect of ground water flow on the performance of long-term pipe heat storage in the ground. In Report TKK-F-A586 (1985), Helsinki University of Technology, Finland.
- Marcinichen, J. B., Olivier, J. A., & Thome, J. R. (2012). On-chip two-phase cooling of datacenters: Cooling system and energy recovery evaluation. *Applied Thermal Engineering*, 41, 36–51.
- Menberg, K., Bayer, P., Zosseder, K., Rumohr, S., & Blum, P. (2013). Subsurface urban heat islands in German cities. *Science of the Total Environment*, 442, 123–133.
- MIS 3005. (2008). Requirements for MCS contractors undertaking the supply, design, installation, set to work, commissioning and handover of microgeneration heat pump systems. Department of Energy and Climate Change, London
- Mogensen, P. 1983. “Fluid to Duct Wall Heat Transfer in Duct System Heat Storages.” Proceedings of the international conference on subsurface heat storage in theory and practice, Stockholm, Sweden, June 6–8, pp. 652–657.
- Moradi, A., Smits, K. M., Lu, N., & McCartney, J. S. (2016). Heat Transfer in Unsaturated Soil with Application to Borehole Thermal Energy Storage. *Vadose Zone Journal*, 15(10), 0.
- Mudawar I. Assessment of high-heat-flux thermal management schemes. *IEEE Trans Components Packag Manuf Technol* 2001;24:122–41.
- Nada, S. A., Said, M. A., & Rady, M. A. (2016). CFD investigations of data centers’ thermal performance for different configurations of CRACs units and aisles separation. *Alexandria Engineering Journal*, 55(2), 959–971.
- Naicker, S., 2015. Performance Analysis of a Ground Source Heat Pump System (Ph.D). De Montfort University, Leicester, UK.
- Nordell, B. O., & Hellström, G. (2000). High temperature solar heated seasonal storage system for low temperature heating of buildings. *Solar Energy*, 69(6), 511–523.
- Odru, P. (2010) *Le stockage de l’énergie*. Paris : Dunod, 192 p.
- Office de l’efficacité énergétique de Ressources naturelles Canada. (2017). *Pompes géothermiques (systèmes à énergie du sol)*.
- Pahud, D., 2002. *Geothermal energy and heat storage*.
- Patel, C. D., Bash, C. E., Sharma, R., Beitelmal, M., & Friedrich, R. (2003). Smart Cooling of Data Centers. 2003 International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition, Volume 2, (January), 129–137.
- Petitclerc, E., & Vanbrabant, Y. (2011). Développement de la plate-forme Géothermique de la Wallonie, 228.
- Popiel, C.O., Wojtkowiak, J. and Biernacka, B. (2001). Measurements of temperature distribution in ground. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 25, 301-309
- Radioti, G., Cerfontaine, B., Charlier, R., & Nguyen, F. (2018). Experimental and numerical investigation of a long-duration Thermal Response Test: Borehole Heat Exchanger behaviour and thermal plume in the heterogeneous rock mass. *Geothermics*, 71(September 2017), 245–258.
- Radioti, G., Delvoie, S., Charlier, R., Dumont, G., & Nguyen, F. (2016). Heterogeneous bedrock investigation for a closed-loop geothermal system: A case study. *Geothermics*, 62, 79–92.
- Radioti, G., Sartor, K., Charlier, R., Dewallef, P., & Nguyen, F. (2017). Effect of undisturbed ground temperature on the design of closed-loop geothermal systems: A case study in a semi-urban environment. *Applied Energy*, 200, 89–105. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.070>
- Rambo, J., & Joshi, Y. (2007). Modeling of data center airflow and heat transfer: State of the art and future trends. *Distributed and Parallel Databases*, 21(2–3), 193–225.
- Rasmussen, N. (2005). Guidelines for Specification of Data Center Power Density. Schneider Electric, APC White Paper, 1–18.

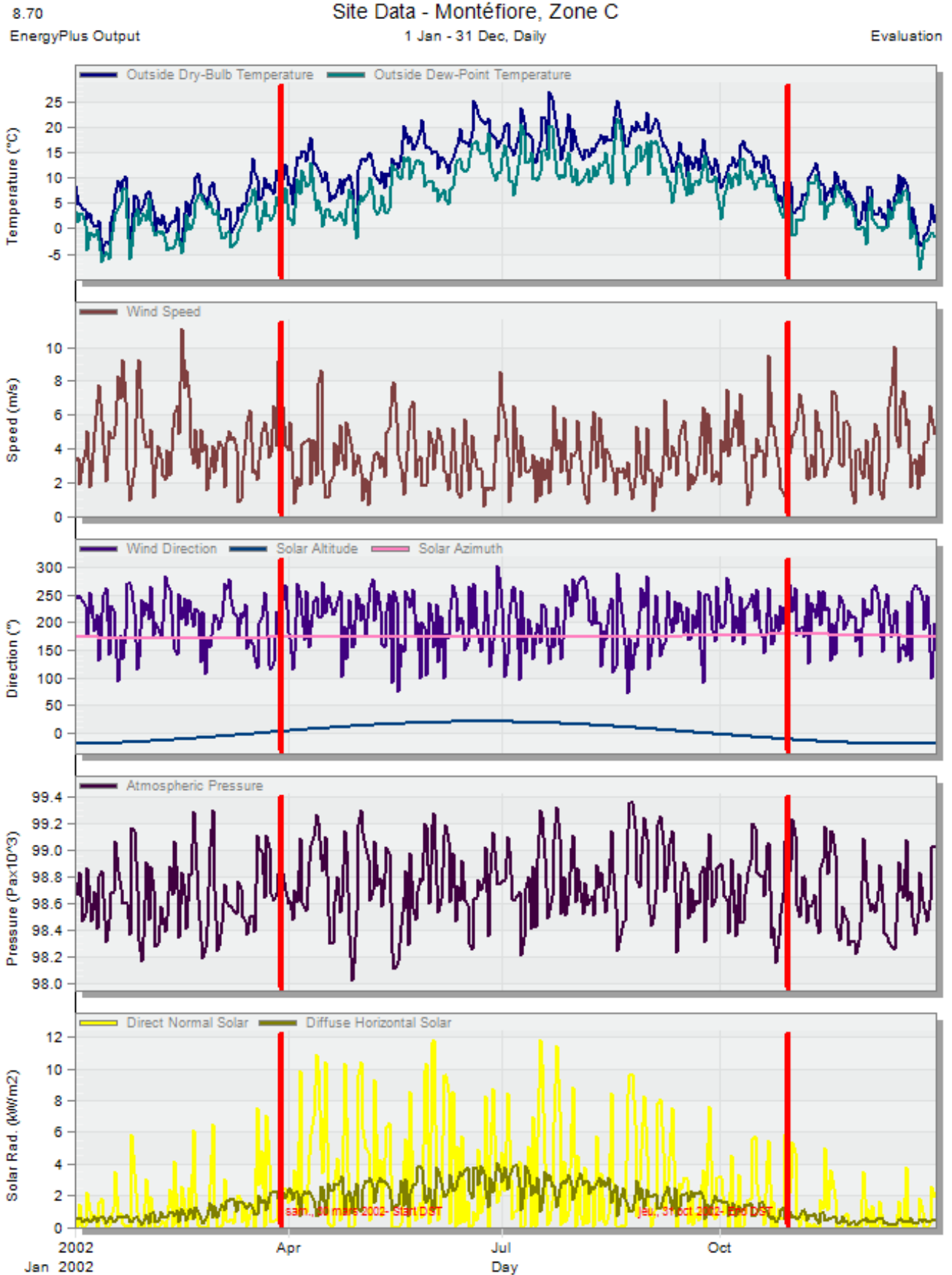
- Rees, S. J. (2016). An introduction to ground-source heat pump technology. *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*. Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100311-4.00001-7>
- Reuss, M., Beck, M., & Müller, J. P. (1997). Design of a seasonal thermal energy storage in the ground. *Solar Energy*, 59(4–6–6 pt 4), 247–257.
- Reuss, M. (2014). The use of borehole thermal energy storage (BTES) systems. *Advances in Thermal Energy Storage Systems: Methods and Applications (Vol. i)*. Woodhead Publishing Limited.
- Sanner, B., Karytsas, C., Mendrinou, D., & Rybach, L. (2003). Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe. *Geothermics*, 32(4), 579–588.
- Sanner, B. (2011). Overview of shallow geothermal systems. In: McCorry, M., Jones, G. L. (eds) 2011. *Geotraining Training Manual for Designers of Shallow Geothermal Systems*. Geotraining, European Federation of Geologists, Brussels. 7-14
- Sartor, K., Lemort, V., & Dewallef, P. (2017). Improved district heating network operation by the integration of high-temperature heat pumps. *International Journal of Sustainable Energy*, 6451, 1–15.
- Self, S. J., Reddy, B. V., & Rosen, M. A. (2013). Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options. *Applied Energy*, 101, 341–348.
- Shah, A. J., Carey, V. P., Bash, C. E., & Patel, C. D. (2008). Exergy Analysis of Data Center Thermal Management Systems. *Journal of Heat Transfer*, 130(2), 021401.
- Spitler, J. D., & Bernier, M. (2016). Vertical borehole ground heat exchanger design methods. *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*. J.D. Spitler and M. Bernier.
- Sun, H. S., & Lee, S. E. (2006). Case study of data centers' energy performance. *Energy and Buildings*, 38(5), 522–533. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2005.08.012>
- Underwood, C. P. (2016). Heat pump modelling. *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*. Elsevier Ltd.
- van den Brink G. J. and Hoogendoorn C. J. (1993) Ground water flow heat losses for seasonal heat storage in the soil. *Solar Energy* 30(4), 367.
- van Meurs G. A. M. (1986). Seasonal Heat Storage in Soil, Department of Applied Physics, University of Technology Delft, P.O. Box 5046, 2600 GA Delft, Netherlands, Thesis.
- Wahlroos, M., Pärssinen, M., Manner, J., & Syri, S. (2017). Utilizing data center waste heat in district heating – Impacts on energy efficiency and prospects for low-temperature district heating networks. *Energy*, 140, 1228–1238.
- Wu, R. (2009). Energy Efficiency Technologies – Air Source Heat Pump vs. Ground Source Heat Pump. *Journal of Sustainable Development*, 2(2), 14.
- Wu, W., Wang, B., You, T., Shi, W., & Li, X. (2013). A potential solution for thermal imbalance of ground source heat pump systems in cold regions : Ground source absorption heat pump. *Renewable Energy*, 59, 39–48.
- Zachary Woodruff, J., Brenner, P., Buccellato, A. P. C., & Go, D. B. (2014). Environmentally opportunistic computing: A distributed waste heat reutilization approach to energy-efficient buildings and data centers. *Energy and Buildings*, 69, 41–50.
- Zhang, H., Shao, S., Xu, H., Zou, H., & Tian, C. (2014). Free cooling of data centers: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 35, 171–182.
- Zhang, P., Wang, B., Wu, W., Shi, W., & Li, X. (2015). Heat recovery from internet data centers for space heating based on an integrated air conditioner with thermosyphon. *Renewable Energy*, 80, 396–406.
- Zhang, R., Lu, N., & Wu, Y.-S. (2012). Efficiency of a Community-Scale Borehole Thermal Energy Storage Technique for Solar Thermal Energy. *GeoCongress 2012*, 3(2008), 4386–4395.
- Zhu, K., Blum, P., Ferguson, G., Balke, K.-D., & Bayer, P. (2011). The geothermal potential of urban heat islands. *Environmental Research Letters*, 6(1), 019501.

Annexes

Annexe 1 - Conductivité et capacité thermique de différents matériaux rocheux (Geotechnical engineering handbook vol 2, 2003).

Type de roche – <i>rock type</i>	Conductivité thermique – <i>Thermal conductivity</i> λ (W/mK)			Capacité thermique volumétrique – <i>Volumetric thermal capacity</i> ρC (MJ/m ³ K)
	min	valeur typique	max	
Roches magmatiques – <i>Magmatic rocks</i>				
Basalte – <i>basalt</i>	1.3	1.7	2.3	2.3 – 2.6
Diorite – <i>diorite</i>	2.0	2.6	2.9	2.9
Gabbro – <i>gabbro</i>	1.7	1.9	2.5	2.6
Granit – <i>granite</i>	2.1	3.4	4.1	2.1 – 3.0
Péridotite – <i>peridotite</i>	3.8	4.0	5.3	2.7
Rhyolithe – <i>rhyolite</i>	3.1	3.3	3.4	2.1
Roche métamorphiques – <i>Metamorphous rocks</i>				
Gneiss – <i>gneiss</i>	1.9	2.9	4.0	1.8 – 2.4
Marbre – <i>marble</i>	1.3	2.1	3.1	2.0
Métaquartzite – <i>metaquartzite</i>		env. 5.8		2.1
Micaschistes – <i>micaschists</i>	1.5	2.0	3.1	2.2
Schistes argilleux – <i>argillaceous schists</i>	1.5	2.1	2.1	2.2 – 2.5
Roches sédimentaires – <i>Sedimentary rocks</i>				
Calcaire – <i>limestone</i>	2.5	2.8	4.0	2.1 – 2.4
Marne – <i>marl</i>	1.5	2.1	3.5	2.2 – 2.3
Quartzite – <i>quartzite</i>	3.6	6.0	6.6	2.1 – 2.2
Sel – <i>salt</i>	5.3	5.4	6.4	1.2
Grès – <i>sandstone</i>	1.3	2.3	5.1	1.6 – 2.8
Roches argilleuses, limoneuses – <i>claystone/siltstone</i>	1.1	2.2	3.5	2.1 – 2.4
Roches non consolidées – <i>Unconsolidated rocks</i>				
Gravier, sec – <i>gravel, dry</i>	0.4	0.4	0.5	1.4 – 1.6
Gravier, saturé d'eau – <i>gravel, watersaturated</i>		env. 1.8		env. 2.4
Moraine – <i>moraine</i>	1.0	2.0	2.5	1.5 – 2.5
Sable, sec – <i>sand, dry</i>	0.3	0.4	0.8	1.3 – 1.6
Sable, saturé d'eau – <i>sand, watersaturated</i>	1.7	2.4	5.0	2.2 – 2.9
Argile/limon, sec – <i>clay/silt, dry</i>	0.4	0.5	1.0	1.5 – 1.6
Argile/limon, saturé d'eau – <i>clay/silt, watersaturated</i>	0.9	1.7	2.3	1.6 – 3.4
Tourbe – <i>peat</i>	0.2	0.4	0.7	0.5 – 3.8

Annexe 2 - Données météo du campus du Sart Tilman.



Annexe 3 – Données d’entrée du modèle de l’Institut Montefiore sur DesignBuilder.

Composition de l’enveloppe

General	
Name	Wall 1
Source	
Category	Walls
Region	General
Definition	
Definition method	1-Layers
Calculation Settings	
Layers	
Number of layers	3
Outermost layer	
Material	Bloc béton
Thickness (m)	0.1900
Bridged?	<input type="checkbox"/>
Layer 2	
Material	Rock wool - unbonded
Thickness (m)	0.0340
Bridged?	<input checked="" type="checkbox"/>
Material	Concrete, cast - heavyweight
Percent bridging	10
Innermost layer	
Material	Concrete Block (Heavyweigh
Thickness (m)	0.2900
Bridged?	<input type="checkbox"/>

General	
Name	Roof 1
Source	
Category	Roofs
Region	General
Definition	
Definition method	1-Layers
Calculation Settings	
Layers	
Number of layers	3
Outermost layer	
Material	Slate
Thickness (m)	0.0050
Bridged?	<input type="checkbox"/>
Layer 2	
Material	2010 NCM Cavity ventilated
Thickness (not used in thermal calcs) (m)	0.2000
Innermost layer	
Material	Rock wool - unbonded
Thickness (m)	0.0750
Bridged?	<input checked="" type="checkbox"/>
Material	Pine (20% Moist)
Percent bridging	5

Occupation

Activity Template ⌵	
Template	Bureau
Sector	C2 Residential Institutions - Universities and colleges
Zone multiplier	1
<input checked="" type="checkbox"/> Include zone in thermal calculations	
<input checked="" type="checkbox"/> Include zone in Radiance daylighting calculations	
Floor Areas and Volumes »	
Occupancy ⌵	
Occupancy density (people/m²)	0,0200
Schedule	Schedule 2
Metabolic »	
Generic Contaminant Generation »	
Holidays »	
DHW ⌵	
Consumption rate (l/m²-day)	0,000
Environmental Control ⌵	
Heating Setpoint Temperatures ⌵	
Heating (°C)	22,0
Heating set back (°C)	15,0
Cooling Setpoint Temperatures ⌵	
Cooling (°C)	23,0
Cooling set back (°C)	28,0
Humidity Control »	
Ventilation Setpoint Temperatures »	
Minimum Fresh Air »	
Lighting »	
Computers ⌵	
<input checked="" type="checkbox"/> On	
Power density (W/m²)	1,50
Schedule	Schedule 1
Radiant fraction	0,200
Office Equipment ⌵	
<input checked="" type="checkbox"/> On	
Power density (W/m²)	1,50
Schedule	Schedule 1
Radiant fraction	0,200
Miscellaneous ⌵	
<input type="checkbox"/> On	
Catering »	
Process »	

Construction

Construction Template		<<
Template		B28
Construction		<<
External walls		Wall 1
Below grade walls		Mur sous sol
Flat roof		Roof 1
Pitched roof (occupied)		Roof 1
Pitched roof (unoccupied)		Roof 1
Internal partitions		Partition
Semi-Exposed		<<
Semi-exposed walls		Wall 1
Semi-exposed ceiling		Roof 1
Semi-exposed floor		Chape sol
Floors		<<
Ground floor		Chape intérieur
External floor		Chape intérieur
Internal floor		Chape intérieur
Sub-Surfaces		<<
Walls		Wall 2
Internal		100mm concrete slab
Roof		100mm concrete slab
External door		Wooden flush panel hollow core door (normally hung)
Internal door		Solid hardwood door (normally hung)
Internal Thermal Mass		<<
Construction		Paroi intérieur
Zone capacitance multiplier		1,00
Component Block		<<
<input checked="" type="checkbox"/> Shades and reflects		
Level		1-Building
Material		Project component block material
Maximum transmittance		0,000
Transmittance schedule		On 24/7
Geometry, Areas and Volumes		>>
Surface Convection		>>
Linear Thermal Bridging at Junctions		>>
Airtightness		<<
<input checked="" type="checkbox"/> Model infiltration		
Constant rate (ac/h)		1,200
Schedule		On 24/7
Delta T and Wind Speed Coefficients		>>
Cost		>>















Ouvertures

Glazing Template		«
Template		Single glazing, no shading
External Windows		«
Glazing type	Sgl Clr 6mm	
Layout	Preferred height 1.5m, 30% glazed	
Dimensions		«
Type	3-Preferred height	
Window to wall %	26.00	
Window height (m)	1.47	
Window spacing (m)	5.00	
Sill height (m)	1.80	
Reveal		«
Outside reveal depth (m)	0.000	
Inside reveal depth (m)	0.000	
Inside sill depth (m)	0.000	
Frame and Dividers		»
Shading		«
<input type="checkbox"/> Window shading		
<input type="checkbox"/> Local shading		
Airflow Control Windows		«
<input type="checkbox"/> Airflow control		
Free Aperture		«
Opening position	1-Top	
% Glazing area opens	10.0	
Discharge coefficient	0.650	
Internal Windows		»
Sloped Roof Windows/Skylights		«
Glazing type	Sgl Clr 6mm	
Layout	No roof glazing	
Dimensions		»
Frame and Dividers		»
Shading		»
Free Aperture		»
Doors		«
External		«
<input type="checkbox"/> Auto generate		
Operation		»
Internal		«
<input type="checkbox"/> Auto generate		
Operation		»
Vents		»

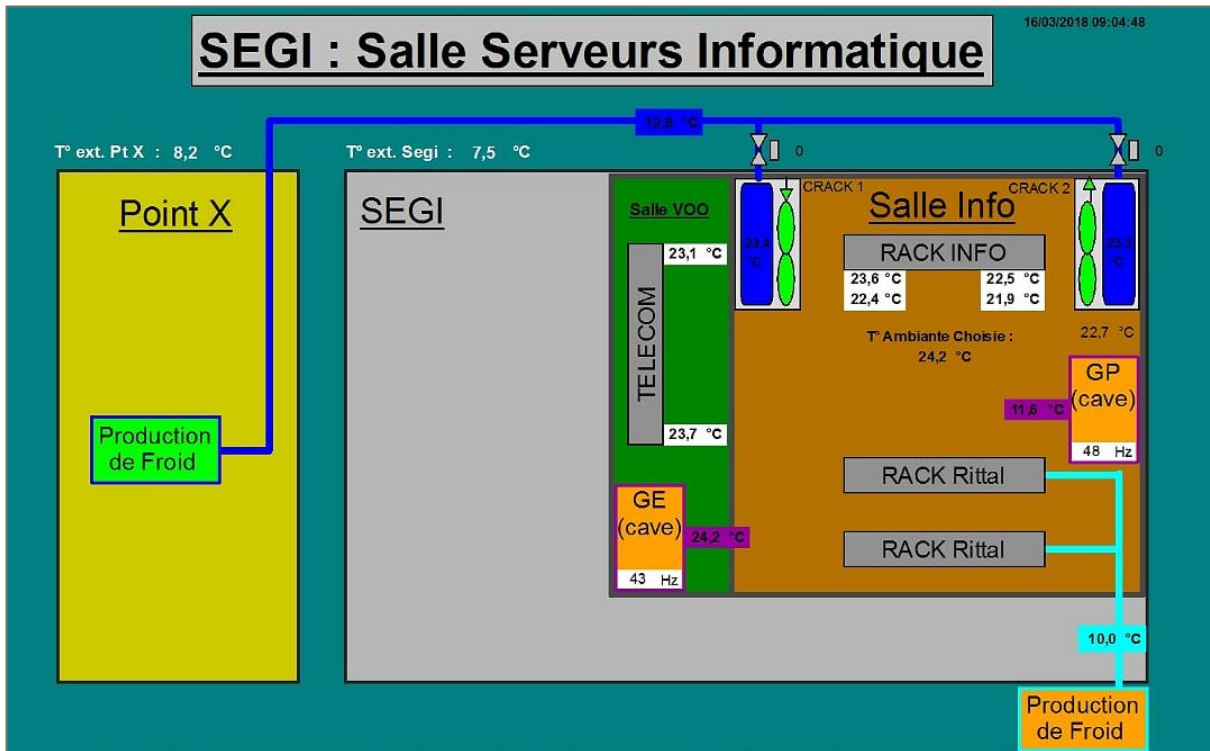
Eclairage

Lighting Template	
Template	Light
General Lighting	
<input checked="" type="checkbox"/> On	
Normalised power density (W/m2-100 lux)	5,0000
Schedule	Schedule 2
Luminaire type	1-Suspended
Return air fraction	0,000
Radiant fraction	0,420
Visible fraction	0,180
Convective fraction	0,400
Lighting Control	
<input type="checkbox"/> On	
Task and Display Lighting	
<input checked="" type="checkbox"/> On	
Power density (W/m2)	10,000
Schedule	Schedule 1
Exterior Lighting	
<input type="checkbox"/> On	
Cost	

HVAC

 HVAC Template		<<
 Template	Template 1	
 Mechanical Ventilation		<<
<input type="checkbox"/> On		
 Auxiliary Energy		<<
Pump etc energy (W/m2)	0.0000	
 Schedule	Schedule 2	
 Heating		<<
<input checked="" type="checkbox"/> Heated		
Fuel	10-Biomass	▾
Heating system seasonal CoP	0.750	
Type		>>
Operation		<<
 Schedule	Chauffage avec consigne basse	
 Cooling		<<
<input type="checkbox"/> Cooled		
 Humidity Control		<<
<input type="checkbox"/> Humidification		
<input type="checkbox"/> Dehumidification		
 DHW		<<
<input type="checkbox"/> On		
 Natural Ventilation		<<
<input type="checkbox"/> On		
 Earth Tube		<<
<input type="checkbox"/> Include earthtube		
 Air Temperature Distribution		<<
Distribution mode	1-Mixed	▾
 Cost		>>

Annexe 4 – Refroidissement de la salle informatique du SEGI.



Annexe 5 – Maillage de l'échangeur géothermique.

