

Étude de l'efficacité de l'utilisation d'un puits canadien pour
augmenter la performance d'une thermopompe à air

par

Olivier QUEVILLON

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE
LA MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Sc. A.

MONTREAL, LE 17 OCTOBRE 2017

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Olivier Quevillon, 2017



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Louis Lamarche, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Stanislaw Kajl, codirecteur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Christian Masson, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Daniel R. Rousse, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 19 SEPTEMBRE 2017

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Je tiens d'abord à remercier mes professeurs Louis Lamarche et Stanislaw Kajl pour m'avoir offert cette belle opportunité qu'a été mon projet de maîtrise et pour avoir cru en moi et m'avoir soutenu tout au long de ce processus. Mon projet de maîtrise n'aurait pas vu le jour sans votre appui.

Je tiens aussi à remercier le Conseil de Recherche en Sciences Naturelles et en Génie du Canada (CRSNG), le Fonds québécois de recherche sur la nature et les technologies (FRQNT), ainsi que l'École de technologie supérieure, pour leur appui financier sans lequel je n'aurais pu compléter mes études supérieures.

Finalement, je remercie ma famille et mes amis pour leur soutien dans ce projet, de même que dans tous les autres projets fous que j'entreprends.

Je dédie ce travail à ma fille Annabelle, qui, depuis son arrivée, me ramène les pieds sur terre et me fait apprécier la vie dans tous ces petits détails. Je dois un dernier merci tout spécial à mon épouse, Sabrina, qui m'a accompagné chaque jour, même les plus difficiles, et qui m'a toujours encouragé depuis mon retour aux études, il y a maintenant 9 ans. Tu as toujours cru en moi et tes bons mots d'encouragement ont fait toute la différence. Je t'aime Sabrina.

ÉTUDE DE L'EFFICACITÉ DE L'UTILISATION D'UN Puits CANADIEN POUR AUGMENTER LA PERFORMANCE D'UNE THERMOPOMPE À AIR

Olivier QUEVILLON

RÉSUMÉ

La présente recherche vise à évaluer la possibilité d'augmenter la performance d'une thermopompe à air par son couplage avec un puits canadien, ou échangeur air-sol. Un échangeur air-sol utilise l'inertie thermique du sol pour préchauffer ou pré-refroidir un flux d'air en le faisant circuler dans un tube enfoui à une certaine profondeur. Avec un dimensionnement adéquat, l'air peut ainsi être acheminé au serpentin extérieur de la thermopompe à une température plus élevée que l'air ambiant en chauffage, ou plus faible lors d'un fonctionnement en refroidissement, augmentant ainsi le coefficient de performance de la thermopompe.

Un bâtiment de type unifamilial de 200 m² de planchers est considéré pour l'étude, et le climat est celui de Montréal.

Un pré-dimensionnement de l'échangeur air-sol est d'abord basé sur des règles du pouce, puis l'ensemble comportant le bâtiment, la thermopompe et l'échangeur air-sol est simulé dans le logiciel TRNSYS sous quatre configurations principales. Un couplage hybride permettant d'alimenter l'air de la thermopompe de même qu'un apport d'air neuf du bâtiment s'avère la configuration la plus intéressante au point de vue des économies d'énergie envisageables.

Une étude paramétrique est ensuite réalisée pour quantifier l'impact d'un changement des différents paramètres de l'échangeur air-sol sur les performances du système. Il en ressort que la longueur de l'échangeur air-sol et sa profondeur d'enfouissement sont les paramètres les plus significatifs du dimensionnement.

Le couplage de la thermopompe à air et de l'échangeur air-sol s'avère performant au point de vue énergétique, notamment par l'augmentation de l'apport de chaleur saisonnier de la thermopompe, rendu entre autres possible par une réduction du recours au dégivrage de l'évaporateur en mode chauffage. Ce point est plus marqué lorsque le dégivrage variable est considéré. Cependant, en raison des faibles coûts de l'énergie électrique, aucune des configurations n'est rentable en moins de 19 ans.

Mots-clés : TRNSYS, échangeur air-sol, puits canadien, pompe à chaleur, simulation énergétique

STUDY OF THE USE OF AN EARTH-AIR HEAT EXCHANGER FOR IMPROVING THE PERFORMANCE OF AN AIR-SOURCE HEAT PUMP

Olivier QUEVILLON

ABSTRACT

The present work aims to study the possibility of improving the performance of an air-source heat pump by coupling it with an earth-air heat exchanger. An earth-air heat exchanger takes profit of the soil thermal inertia to preheat or precool a flow of air that circulates in a tube that is buried at a certain depth in the ground. When the exchanger is adequately designed, the flow of air can be routed to the outdoor coil of the heat pump at a temperature that is higher than ambient in heating, or lower in cooling, thus improving the coefficient of performance of the heat pump.

A single family building with 200 m² of floor area serves as the base of the study, and the climate is that of Montréal, Canada.

The pre-dimensioning of the earth-air heat exchanger is first conducted, following rules of thumb. Then the system, consisting of the building, the heat pump and the heat exchanger is simulated using the TRNSYS software under four main configurations. A hybrid coupling that allows feeding air to the heat pump as well as fresh air to the building appears to be the most efficient configuration.

A parametric study is then conducted to quantify the impacts of different parameters on the performance of the system. It shows that the length of the exchanger and the depth at which it is buried have the most impact.

The coupling of the air-source heat pump and the earth-air heat exchanger proves its performance from an energy stand point, especially from the increase of the seasonal heat output of the heat pump, which is made possible by a decrease of evaporator defrosting cycles in heating mode, among other things. This decrease is even more notable when demand defrost is considered. However, because of low energy costs, none of the configurations turns profitable in less than 19 years.

Mots-clés : TRNSYS, earth-air heat exchanger, heat pump, energy simulation

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	3
1.1 Le fonctionnement des pompes à chaleur à air	4
1.2 Les échangeurs air-sol et leurs applications.....	11
CHAPITRE 2 DESCRIPTION DU SYSTÈME.....	15
2.1 Bâtiment.....	17
2.2 Pompe à chaleur.....	22
2.3 Échangeur air-sol	27
2.3.1 Modèle numérique de l'ÉAS	30
2.3.2 Choix du matériau.....	35
2.3.3 Dimensionnement de l'ÉAS pour les cas étudiés	35
2.4 Ventilateur-Récupérateur de chaleur	41
CHAPITRE 3 COMPARAISON DES CAS DE RÉFÉRENCE.....	45
3.1 Environnement TRNSYS.....	45
3.2 Bâtiment.....	45
3.3 Échangeur air-sol	47
3.3.1 Amortissement de l'onde saisonnière	48
3.4 Cas #1 - Bâtiment et pompe à chaleur	52
3.5 Cas #2 - Bâtiment, pompe à chaleur et échangeur air-sol.....	55
3.6 Cas #3 - Bâtiment et échangeur air-sol	59
3.7 Cas #4 - Alimentation hybride.....	62
3.7.1 Cas #4b - Alimentation de la PaC, cycle économiseur et apport d'air neuf au VRC	64
3.8 Calcul des pertes de charge de l'ÉAS.....	66
CHAPITRE 4 ÉTUDE PARAMÉTRIQUE DU SYSTÈME	69
4.1 Introduction.....	69
4.2 Alimentation de la pompe à chaleur	69
4.2.1 Étude paramétrique sur le cas #2a	69
4.2.2 Étude paramétrique sur le cas #2b	79
4.3 Étude paramétrique sur le cas #3	86
CHAPITRE 5 ANALYSE ÉCONOMIQUE.....	89
5.1 Calcul de la rentabilité simple.....	89
CONCLUSION.....	93
RECOMMANDATIONS	95

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....97

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1-1	Caractéristiques climatiques de six villes américaines Adapté de Fairey et al. (2004).....9
Tableau 2-1	Données météorologiques annuelles moyennes pour Montréal. Données tirées de Environnement et Changement climatique Canada (2017).....16
Tableau 2-2	Résistance thermique des éléments de l’enveloppe Données tirées de BEIE (2015).....18
Tableau 2-3	Charges maximales du bâtiment en chauffage et en refroidissement21
Tableau 2-4	Gains solaires et demandes de chauffage et de refroidissement mensuels.....22
Tableau 2-5	Dimensionnement de l'ÉAS pour l'amortissement journalier et annuel Tiré de Hollmuller (2002).....29
Tableau 2-6	Caractéristiques de l'ÉAS traitant le débit de la PàC (cas #2a et 2b) et du bâtiment (cas #3).....37
Tableau 2-7	Caractéristiques des cas étudiés40
Tableau 2-8	Paramètres étudiés pour la caractérisation de l'ÉAS.....41
Tableau 3-1	Consommations du bâtiment sans dégivrage et avec dégivrage fixe ou variable.....54
Tableau 3-2	Consommations annuelles du bâtiment de référence et des deux configurations d'ÉAS initiales. Dégivrage fixe58
Tableau 3-3	Consommations annuelles du bâtiment de référence et des deux configurations d'ÉAS initiales. Dégivrage variable59
Tableau 3-4	Demandes et consommations annuelles des cas #1, #2a et #3. Dégivrage fixe.....60
Tableau 3-5	Demandes et consommations annuelles des cas #1, #2a et #4. Dégivrage fixe.....63
Tableau 3-6	Demandes et consommations annuelles des cas #1, #4 et #4b65
Tableau 3-7	Pertes de charges pour les cas #2a, #2b et #367

XIV

Tableau 4-1	COP saisonnier et consommation en chauffage pour des vitesses de 1,1 à 6,3 m/s. ÉAS monotube, longueur de 210 m, profondeur de 3 m, dégivrage fixe.....	70
Tableau 4-2	Consommations annuelles du bâtiment de référence (cas #1) et des cas #2a et #2a modifié.....	73
Tableau 4-3	Apport de chaleur mensuel de la PàC pour une profondeur de 1 à 4 m. Diamètre de 0,6 m, longueur de 180 m et dégivrage fixe.....	74
Tableau 4-4	Consommations annuelles pour des vitesses de 0,98 à 3,37 m/s. ÉAS à dix tubes, longueur de 69 m, profondeur de 3 m, entraxe de 6 m, dégivrage variable.....	80
Tableau 4-5	Apport de chaleur mensuel de la PàC pour une profondeur de 1 à 4 m ÉAS à dix tubes, diamètre de 0,2 m, longueur de 69 m, entraxe de 3 m et dégivrage variable.....	83
Tableau 4-6	Demandes et consommations annuelles pour l'ÉAS couplé au VRC selon la distance entre l'ÉAS et la fondation. Diamètre de 0,17 m, longueur de 40 m, profondeur de 2 m, dégivrage fixe.....	87
Tableau 4-7	Demandes et consommations annuelles pour l'ÉAS couplé au VRC selon la vitesse de l'air. Longueur de 40 m, profondeur de 2 m, distance de 1,2 m, dégivrage fixe.....	88
Tableau 5-1	Rentabilité simple des configurations d'ÉAS sélectionnées	91

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1-1	Puissances annoncées pour divers modèles de PàC à air.....10
Figure 1-2	COP annoncés pour divers modèles de PàC à air.....10
Figure 1-3	Température ambiante moyenne journalière et température du sol à diverses profondeurs pour Montréal12
Figure 2-1	Données météorologiques mensuelles moyennes pour Montréal Données tirées de Environnement et Changement climatique Canada (2017).....16
Figure 2-2	Représentation architecturale du bâtiment étudié.....17
Figure 2-3	Comparaison de la capacité de la PàC et de la charge du bâtiment en chauffage.....23
Figure 2-4	Effet de la température et de l'humidité relative sur l'intervalle de dégivrage Adaptée de Guo et al (2008).26
Figure 2-5	Intervalle de dégivrage simulé en fonction de la température et de l'humidité relative27
Figure 2-6	Coefficients h_{air0} et h_{air1} obtenus à partir du modèle de Gnielinski Adaptée de Hollmuller (2002)29
Figure 2-7	Représentation des échanges thermiques dans un segment de tube Tirée de Hollmuller (2002)30
Figure 2-8	Représentation du maillage avec la géométrie et le couplage de l'ÉAS Tirée de Hollmuller (2002)31
Figure 2-9	Comparaison de la grandeur du cas #2a (à gauche) et du cas #2b (à droite).....38
Figure 2-10	ÉAS entourant la fondation du bâtiment.....39
Figure 2-11	Éléments d'un système de ventilation à VRC Tirée de Ressources Naturelles Canada (2012)42
Figure 3-1	Schéma TRNSYS de la simulation initiale du bâtiment.....46
Figure 3-2	Demande mensuelle de chauffage et de refroidissement du bâtiment de référence.....47

Figure 3-3	Températures moyennes journalières à l'entrée et à la sortie de l'ÉAS. Débit constant de 4000 m ³ /h.....	49
Figure 3-4	Températures moyennes journalières à l'entrée et à la sortie de l'ÉAS de mars à octobre. Débit constant de 4000 m ³ /h.....	50
Figure 3-5	Températures moyennes journalières à la sortie de l'ÉAS pour le cas #2a et 2b. Débit constant de 4000 m ³ /h	51
Figure 3-6	Températures moyennes journalières à l'entrée à la sortie de l'ÉAS. Débit constant de 330 m ³ /h.....	52
Figure 3-7	Schéma TRNSYS du couplage ÉAS-PàC.....	56
Figure 3-8	Couplage ÉAS-PàC avec prise d'air frais optionnelle	57
Figure 3-9	Schéma du couplage ÉAS-VRC	59
Figure 3-10	Schéma du cas #4 avec alimentation du bâtiment en air frais (en gris).....	63
Figure 4-1	Économies annuelles en fonction de la longueur de l'ÉAS monotube pour différentes vitesses d'air [m/s]. Profondeur de 3 m, dégivrage fixe..	71
Figure 4-2	Économies d'énergie annuelles en fonction de la longueur de l'ÉAS monotube pour des profondeurs de 0,5 à 4 m. Diamètre de 0,6 m, dégivrage fixe.....	72
Figure 4-3	Énergie annuelle consommée par la PàC en chauffage et en dégivrage, et apports de chaleur annuels de la PàC et de l'appoint. ÉAS monotube, diamètre de 0,6 m, profondeur de 2 m, dégivrage fixe	75
Figure 4-4	Énergie annuelle consommée par la PàC en chauffage et en dégivrage, et apports de chaleur annuels de la PàC et de l'appoint. ÉAS monotube, diamètre de 0,6 m, profondeur de 2 m, dégivrage variable	77
Figure 4-5	Répartition de la température et de l'humidité de l'air à l'entrée de l'ÉAS	78
Figure 4-6	Répartition de la température et de l'humidité de l'air à la sortie de l'ÉAS	78
Figure 4-7	Comparaison de l'apport de chaleur annuel de la PàC et de la consommation annuelle du dégivrage pour le dégivrage fixe et variable. ÉAS monotube, diamètre de 0,6 m, profondeur de 2 m	79

Figure 4-8	Énergie annuelle consommée par la PàC en chauffage et en dégivrage, et apports de chaleur annuels de la PàC et de l'appoint. ÉAS de 5 à 20 tubes, diamètre de 0,26 m, longueur de 69 m, profondeur de 3 m, entraxe de 3 m, dégivrage variable82
Figure 4-9	Effet de la profondeur d'enfouissement sur les performances du système. ÉAS à dix tubes, diamètre de 0,2 m, longueur de 69 m, entraxe de 6 m, dégivrage variable84
Figure 4-10	Effet de la longueur sur les performances du système. ÉAS à dix tubes, diamètre de 0,2 m, profondeur de 3 m, entraxe de 3 m, dégivrage variable.....85
Figure 4-11	Effet de l'espacement des tubes sur les performances du système. ÉAS à dix tubes, diamètre de 0,2 m, longueur de 69 m, profondeur de 3 m, dégivrage variable.....86

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

AHRI	Air-conditioning, Heating and Refrigeration Institute
ANSI	American National Standards Institute
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
BEIE	Bureau de l'efficacité et de l'innovation énergétiques
BTU	British thermal unit
CAH	Changement d'air par heure
CARS	Coefficient d'apport par rayonnement solaire
CFM	Pieds cube par minute (Cubic feet per minute)
COP	Coefficient de performance (Coefficient of performance)
CSA	Association canadienne de normalisation
DJ	Degrés-jour
ÉAS	Échangeur air-sol
ERS	Efficacité de récupération sensible
FRSC	Facteur de rendement pour la saison de chauffage
HSPF	Heating seasonal performance factor
OEE	Office de l'efficacité énergétique
PAC	Pompe à chaleur
PEHD	Polyéthylène à haute densité
PVC	Polychlorure de vinyle
RS	Rentabilité simple
SCHL	Société canadienne d'hypothèques et de logement
SEER	Seasonal energy efficiency ratio

XX

TRÉS Taux de rendement énergétique saisonnier

TRNSYS Transient System Simulation

VRC Ventilateur-récupérateur de chaleur

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

A	Amplitude de température [$^{\circ}\text{C}$]
C	Coût d'installation [\\$]
c	Chaleur spécifique [$\text{kJ}/\text{kg}\text{-}^{\circ}\text{C}$]
c_{lat}	Chaleur latente de l'eau [kJ/kg]
c_p	Capacité thermique massique [$\text{kJ}/\text{kg}\text{-}^{\circ}\text{C}$]
c_v	Capacité thermique volumique [$\text{kJ}/\text{m}^3\text{-}^{\circ}\text{C}$]
d	Diamètre [m]
e	Épaisseur [m]
h	Coefficient d'échange convectif [$\text{W}/\text{m}^2\text{-}^{\circ}\text{C}$]
I_t	Rayonnement incident journalier moyen [MJ/m^2]
k	Coefficient de conduction de chaleur vers une maille voisine [$\text{W}/\text{m}^2\text{-}^{\circ}\text{C}$]
l	Longueur [m]
\dot{m}	Débit massique [kg/s]
P	Puissance électrique [kW]
Q	Débit volumique [m^3/s ou m^3/h]
q	Flux de chaleur [kW]
R	Résistance thermique [$\text{m}^2\text{-}^{\circ}\text{C}/\text{W}$]
S	Surface [m^2]
T	Température de l'élément [$^{\circ}\text{C}$]
T_{∞}	Température moyenne annuelle [$^{\circ}\text{C}$]
t	Temps [secondes, heures ou jours]
t_{shift}	Jour le plus froid de l'année
U	Coefficient de transfert thermique [$\text{W}/\text{m}^2\text{-}^{\circ}\text{C}$]
V	Volume [m^3]
v	Vitesse [m/s]
W	Humidité absolue [$\text{kg}_{\text{eau}} / \text{kg}_{\text{air}}$]
z	Profondeur [m]

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique [m^2/jour]
----------	--

δ	Profondeur de pénétration thermique [m]
λ	Conductivité thermique [W/m-°C]
η	Rendement [-]
ΔT	Variation de température [°C]
τ	Période d'amortissement [jour]
ρ	Masse volumique [kg/m ³]

Indices

air	côté air
ch	chauffage
diff	diffusion
ext	extérieur
fric	friction
hum	effet de l'humidité
i	numéro d'élément
in	entrant
inf	infiltration
int	intérieur
lat	latent
ref	refroidissement
s	sortie de l'élément
sbl	sensible
sol	côté sol
surf	côté surface
t-1	condition au pas de temps précédent
temp	effet de la température
tub	côté tube

INTRODUCTION

Dans un contexte où les bâtiments sont construits de façon à être plus étanches et plus efficaces énergétiquement, l'apport d'air neuf par le biais d'un système de ventilation central et d'un ventilateur-récupérateur de chaleur (VRC) représente désormais le principal apport d'air d'un bâtiment résidentiel. Il est donc intéressant de réduire autant que possible la consommation d'énergie liée au chauffage et au rafraîchissement de cet air neuf. Une des méthodes préconisées est l'utilisation des pompes à chaleur (PàC) à air, qui par leur mode de fonctionnement, permettent d'apporter davantage d'énergie dans le bâtiment que ce qu'elles consomment. Par contre, le coefficient de performance (COP) en chauffage d'une PàC à air chute lorsque la température extérieure baisse, pouvant alors les rendre moins efficaces qu'un chauffage par plinthes électriques ou par brûleur au gaz. De plus, les performances annoncées par les fabricants de PàC le sont pour des climats plus chauds et sont donc parfois erronées sous notre climat. Les performances annoncées ne tiennent aussi compte que sommairement du phénomène de givrage apparaissant lorsque la température extérieure s'approche du point de congélation et qui peut diminuer les performances saisonnières réelles en chauffage de près de 15 % (Vocale, Morini et Spiga, 2014).

Ainsi, tout changement pouvant faire en sorte que la PàC puisse fonctionner avantageusement à des températures extérieures plus faibles entraîne un gain énergétique. Récemment, les fabricants de PàC ont développé des modèles pouvant fonctionner jusqu'à des températures atteignant -30 °C . Par contre, ces modèles offrent souvent des rendements saisonniers réels moins avantageux en raison d'un fonctionnement à charge partielle lorsque la température ambiante est plus élevée. Il est donc intéressant d'étudier la combinaison d'un système qui puisse augmenter la température de l'air au serpentin extérieur de la PàC en mode chauffage. À ce titre, l'échangeur air-sol (ÉAS), aussi connu sous le nom de puits canadien ou puits provençal, est une avenue à étudier. Avec un faible apport d'énergie par un ventilateur, l'air peut être préchauffé (ou pré-refroidi, selon la saison) en traversant un tube enfoui dans le sol, tirant ainsi profit de l'inertie thermique du sol.

Le but du présent projet est donc de démontrer l'intérêt de la combinaison d'un ÉAS et d'une PàC à air afin d'augmenter la performance de cette dernière. Plus précisément, la performance du système sera quantifiée par les économies d'énergie électrique, l'amélioration du COP de la PàC et chauffage et en refroidissement et la réduction du recours au chauffage d'appoint à faible température ambiante et lors du dégivrage de l'évaporateur.

Une revue de la littérature pertinente sera d'abord présentée pour arrimer le projet aux études précédentes. Par la suite, le système proposé sera présenté afin d'en saisir le fonctionnement, puis chaque composante sera détaillée pour obtenir une conception globale du système. L'efficacité du système sera ensuite étudiée par le biais de simulations énergétiques réalisées avec le logiciel TRNSYS qui permettront de juger quant aux gains énergétiques envisageables. Une étude paramétrique permettra ensuite d'étudier l'influence des différents paramètres de la construction d'un ÉAS. Le tout sera complété par une analyse financière qui permettra de juger de la viabilité économique de ce type de projet.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

La demande en énergie est en constante augmentation depuis plusieurs décennies. Cette augmentation est même plus importante que l'augmentation de la population, faisant en sorte que nous consommons tous plus d'énergie que nos prédécesseurs (Ménard, 2005). Les bâtiments sont des grands consommateurs d'énergie, si bien que selon l'Office de l'efficacité énergétique (OEE) (2016), au Canada, le secteur résidentiel représente 17 % de la consommation d'énergie secondaire. Bien que les bâtiments soient de plus en plus étanches et mieux isolés, les contraintes météorologiques telles que les faibles températures hivernales et les habitudes des occupants font en sorte que le chauffage demeure le principal poste de consommation des bâtiments, représentant plus de 60 % de la consommation d'énergie pour les bâtiments résidentiels (OEE, 2016).

Alors que plusieurs pays continuent d'utiliser les combustibles fossiles pour leurs besoins en chauffage, le Québec s'est tourné vers le chauffage par plinthes électriques dans les années 1970 en raison d'une grande disponibilité de l'énergie, rendue possible par la construction des grands barrages hydro-électriques. L'utilisation de cette électricité produite de façon propre contribue à réduire l'empreinte écologique du Québec. Or, il existe des moyens plus efficaces pour pourvoir les besoins de chauffage à partir de l'électricité. L'utilisation de pompes à chaleur (PàC) air-air est un des moyens efficaces de réduire la consommation d'énergie électrique des bâtiments, étant donné leur principe de fonctionnement qui permet de transférer plus d'énergie du ou vers le bâtiment que ce qui est consommé par le compresseur. En comparaison avec une plinthe électrique qui offre un rendement de 100 %, une PàC peut atteindre un rendement moyen en chauffage de près de 300 %, donc 3 fois plus efficace que l'utilisation de plinthes.

1.1 Le fonctionnement des pompes à chaleur à air

Les pompes à chaleur à air utilisées dans le secteur résidentiel sont généralement composées de deux serpentins à détente directe, d'un compresseur et d'une vanne d'inversion permettant le fonctionnement en chauffage ou en refroidissement. Un fluide frigorigène circule dans le système, étant évaporé à basse pression pour puiser la chaleur de l'environnement, comprimé par un compresseur, puis condensé à haute pression pour rejeter la chaleur dans le bâtiment ou à l'extérieur, selon que la pompe fonctionne en chauffage ou en refroidissement, respectivement.

Les PàC offrent l'avantage de consommer moins d'énergie que ce qu'elles apportent comme prestation thermique au bâtiment. Ce fonctionnement est caractérisé par un coefficient de performance (COP) qui est égal au rapport de la prestation thermique de la PàC et de la consommation du compresseur, tel que présenté à l'équation 1.1

$$COP_{ch} = \frac{q_{ch}}{W_{in}} ; COP_{ref} = \frac{q_{ref}}{W_{in}} \quad (1.1)$$

Cependant, le COP et la capacité des PàC dépendent beaucoup des conditions de fonctionnement, principalement de la température et de l'humidité extérieures. En effet, en refroidissement, le COP et la capacité de la PàC chutent à mesure que la température extérieure s'élève, puisqu'il devient plus difficile de rejeter la chaleur dans l'air plus chaud. Le compresseur doit alors élever davantage la pression du fluide frigorigène pour pouvoir rejeter la chaleur, ce qui augmente son travail, réduisant son COP. En chauffage, le phénomène inverse apparaît, en raison du fonctionnement inversé de la PàC. Ainsi, lorsque la température de l'air s'abaisse, le COP et la capacité de la PàC chutent puisqu'il devient plus difficile de puiser la chaleur dans l'air froid. La pression d'aspiration du compresseur est alors plus faible et le compresseur doit encore une fois réaliser un travail plus important pour comprimer le fluide frigorigène. Bertsch et Groll (2008) ont identifié quatre problèmes principaux associés au fonctionnement des PàC en chauffage dans le climat septentrional américain, pouvant être comparé au climat canadien.

D'abord, les hauts rapports de pression de la PàC associés aux faibles pressions d'évaporation entraînent : (i) une diminution du taux de transfert de chaleur en raison d'une diminution du débit massique du compresseur, (ii) une hausse de la température de refoulement du compresseur et (iii) une baisse du COP. De plus, en raison de la conception pour utilisation à basse température ambiante, les PàC fonctionnent de façon cyclique à moyenne température. Ainsi, en raison des effets transitoires de ce fonctionnement, (iv) le rendement du système est réduit par rapport à un fonctionnement en régime permanent (Bertsch et Groll, 2008). L'effet négatif de ce dernier point semble toutefois atténué par l'utilisation récente de compresseurs à vitesse variable, qui permettent de moduler la vitesse du compresseur, donc le débit du réfrigérant, pour atteindre un point de fonctionnement pratiquement stable peu importe la charge.

Un autre problème prédominant des PàC air-air est le givrage en mode chauffage. Le givrage apparaît alors que l'humidité contenue dans l'air se condense et gèle sur l'évaporateur lorsque sa température est inférieure au point de rosée de l'air humide et au point de congélation. Comme l'évaporateur est toujours plus froid que l'air ambiant, le givrage apparaît même lorsque l'air ambiant est au-dessus du point de congélation. Il appert qu'une température ambiante sous 6 °C et une humidité relative au-dessus de 50 % soient les conditions d'apparition du phénomène de givrage sur l'évaporateur (Gangloff, 2014; Kinab, 2009; Vocale et al., 2014). L'accumulation de givre sur l'évaporateur réduit la performance de la PàC de deux façons : d'abord, le givre ajoute une résistance thermique sur l'évaporateur, puis il remplit l'espace entre les ailettes de l'évaporateur, ajoutant une résistance au passage de l'air poussé par le ventilateur de la PàC, ce qui réduit le débit d'air. Ces deux conditions amènent une réduction du transfert de chaleur à l'évaporateur, entraînant une diminution de la température d'évaporation, de la pression d'aspiration et de la capacité de la PàC (Guo, Chen, Wang et Chen, 2008). Lorsque le transfert de chaleur au serpentin extérieur atteint un niveau trop faible en raison du givrage, la PàC doit mettre en marche son cycle de dégivrage. Il existe principalement quatre types de dégivrage sur les PàC :

1. Le dégivrage par ventilation consiste à interrompre le cycle de la PàC et à faire fonctionner son ventilateur extérieur pour faire fondre le givre accumulé sur l'évaporateur. Bien-sûr, ce type de dégivrage est limité aux situations où la température ambiante est au-dessus du point de congélation, soit une plage restreinte sur les PàC en chauffage;
2. Le dégivrage par résistance électrique consiste à alimenter une résistance apposée sur le serpentin lors du cycle de dégivrage pour réchauffer le serpentin, faisant fondre le givre, comme sur l'évaporateur d'un réfrigérateur, par exemple;
3. Le dégivrage par dérive des gaz chauds (*hot gas bypass*) consiste à retourner une partie des gaz chauds à la sortie du compresseur dans l'évaporateur pour le réchauffer. Cette méthode est aussi utilisée pour moduler la puissance de l'évaporateur lorsqu'il fonctionne à charge partielle en refroidissement;
4. Finalement, la méthode la plus utilisée est l'inversion du cycle, où la PàC est forcée à fonctionner en mode refroidissement, de façon à rejeter toute la chaleur produite par le compresseur dans l'évaporateur (serpentin extérieur) pour y faire fondre le givre.

Cette dernière méthode présente cependant un inconvénient majeur, soit celui de refroidir l'air qui alimente le bâtiment, duquel la PàC extrait de la chaleur pour la transférer au serpentin extérieur. Cet inconvénient est atténué en cessant de faire fonctionner le ventilateur intérieur pour profiter de l'inertie thermique du condenseur (serpentin intérieur), puis de faire fonctionner le ventilateur intérieur à basse vitesse pour minimiser le refroidissement. L'air refroidi est généralement réchauffé par le chauffage auxiliaire de la fournaise ou par les plinthes électriques du bâtiment. Dans les deux cas, on obtient un COP plus faible que 1, puisque la puissance consommée par le compresseur et le ventilateur s'ajoute à la prestation thermique du chauffage auxiliaire, rendant le système peu efficace pendant le dégivrage.

Il existe principalement deux types de contrôle du dégivrage à cycle renversé ; le dégivrage fixe, et le dégivrage variable.

1. Dégivrage fixe par minuterie :

En général, ce type de cycle de dégivrage est contrôlé par une minuterie, qui enclenche le dégivrage à toutes les 30 à 90 minutes, pendant environ dix minutes, selon les modèles. Cette méthode n'est cependant pas efficace, puisque rien ne garantit que du givre soit vraiment présent sur le serpentin extérieur au début du cycle, ou que le givre soit complètement enlevé à la fin du cycle.

2. Dégivrage variable sur demande:

Certains modèles récents utilisent quant à eux une logique qui tient compte de la température extérieure, de l'humidité de l'air, de la température du serpentin extérieur et du temps du dernier cycle de dégivrage pour établir le temps du présent cycle de dégivrage. Le contrôleur de la PàC peut aussi se baser sur la pression d'évaporation pour établir la présence de givre sur l'évaporateur. Cette méthode de dégivrage est plus efficace puisqu'elle permet d'actionner le dégivrage lorsque du givre apparaît réellement et de l'activer seulement pendant le temps nécessaire à la fonte du givre.

Vocale et al. (2014) ont démontré, à partir d'une étude réalisée en Italie sur l'effet de la température et de l'humidité relative sur les performances des PàC, que le COP horaire d'une PàC peut être réduit de près 20 % par temps très humide en raison du dégivrage et que les performances saisonnières pouvaient être réduites de 13 % en raison du même phénomène. Ils ont aussi souligné que le phénomène de givrage est davantage affecté par l'humidité de l'air que par la température. Januševičius et Streckienė (2015) sont arrivés à des conclusions semblables sous le climat lithuanien avec une baisse de performances saisonnières de 15,9 %. En outre, il est démontré que la croissance et l'effet du givrage sont maximaux à 0 °C et qu'ils sont presque inexistantes lorsque l'humidité relative est de moins de 55 % (Guo et al., 2008). Par contre, il est intéressant de noter que l'effet de l'humidité devrait plutôt être basé sur l'humidité absolue, laquelle représente le contenu massique de vapeur d'eau dans l'air. Par ailleurs, Chen et Guo (2009) ont étudié le temps de dégivrage d'une PàC de 11,2 kW pour en arriver à la conclusion que le temps de dégivrage de la PàC était plus grand lorsque les températures extérieures étaient plus faibles, ce phénomène étant expliqué par le fait que

la température de l'évaporateur est alors plus faible, de même que la différence de température entre la paroi de l'évaporateur et le givre lui-même, augmentant le temps de dégivrage en raison d'un plus faible flux de chaleur. De plus, le givre plus froid doit d'abord être réchauffé jusqu'au point de liquéfaction pour ensuite être fondu, mais la quantité d'énergie nécessaire à ce réchauffement demeure faible par rapport à la chaleur de fonte de l'eau.

Un dernier point à considérer concernant les PàC est le rendement saisonnier. En refroidissement, ce rendement est exprimé par le Taux de Rendement Énergétique Saisonnier (TRÉS, ou SEER), alors qu'en chauffage, le Facteur de Rendement pour la Saison de Chauffage (FRSC, ou HSPF) est utilisé dans l'industrie. Ces facteurs sont obtenus à partir de procédures de test standards, développées par l'American National Standards Institute (ANSI) et l'Air-conditioning, Heating and Refrigeration Institute (AHRI). La norme ANSI/AHRI 210/240 est utilisée dans l'industrie pour déterminer les performances des PàC à air (ANSI et AHRI, 2012). Les PàC sont testées à plusieurs températures jugées représentatives de la saison, et des corrélations sont réalisées pour estimer les performances saisonnières. Comme les conditions de fonctionnement réelles seront nécessairement différentes des conditions de laboratoire, les performances réelles sont généralement plus faibles que ce qu'annoncent les fabricants. Fairey, Parker, Wilcox et Lombardi (2004) mentionnent que les régions climatiques considérées pour présenter les performances nominales des PàC incluent des localités dont les caractéristiques météorologiques varient de façon non-négligeable, rendant les performances nominales moins fiables.

Tableau 1-1 Caractéristiques climatiques de six villes américaines
Adapté de Fairey et al. (2004)

Ville	Degrés-jours [°C]		Températures		Zone
	Chauffage	Refroidissement	Minimale	Maximale	
New York, NY	2748	527	-8,3	31,7	IV
Seattle, WA	2665	96	-2,2	27,2	IV
Fresno, CA	1359	1091	0,0	38,3	IV
Detroit, MI	3579	409	-15,0	30,6	V
Minneapolis, MN	4376	388	-23,9	31,1	V
Denver, CO	3404	387	-16,1	32,2	V

Ainsi, la zone IV, généralement utilisée pour quantifier le SEER et le HSPF, inclut entre autres trois villes dont le climat est très différent, comme en témoigne le Tableau 1-1. Au Canada, les PàC doivent être comparées à partir des données de la région V, tel que prescrit par la norme C656-F14 de l'Association canadienne de normalisation (CSA) (2014), mais celles-ci sont difficilement obtenues de la part des manufacturiers. Encore une fois, le Tableau 1-1 permet de constater que la région V inclut, elle aussi, des localités aux climats différents. À titre de référence, le HSPF en zone V est généralement obtenu en divisant le HSPF en zone IV par 1,15 (Ressources naturelles Canada, 2017a).

Les modèles de PàC à air actuellement disponibles sur le marché canadien permettent d'atteindre un SEER et un HSPF (zone V) de 12 à 30,5 et de 6,26 à 12,44, respectivement (Ressources Naturelles Canada, 2017b). La norme Energy Star demande par ailleurs un SEER de 15 et un HSPF 8,5 en zone IV pour sa certification. Les Figure 1-1 et Figure 1-2 montrent respectivement une comparaison de la puissance et du COP en chauffage en fonction de la température ambiante de quelques modèles de PàC actuellement sur le marché. La puissance nominale de ces modèles est de 7 kW (24 000 BTU/h). On peut remarquer que la température minimale d'opération de ces PàC est généralement de -15 °C, bien que quelques modèles puissent fonctionner à une température ambiante plus faible.

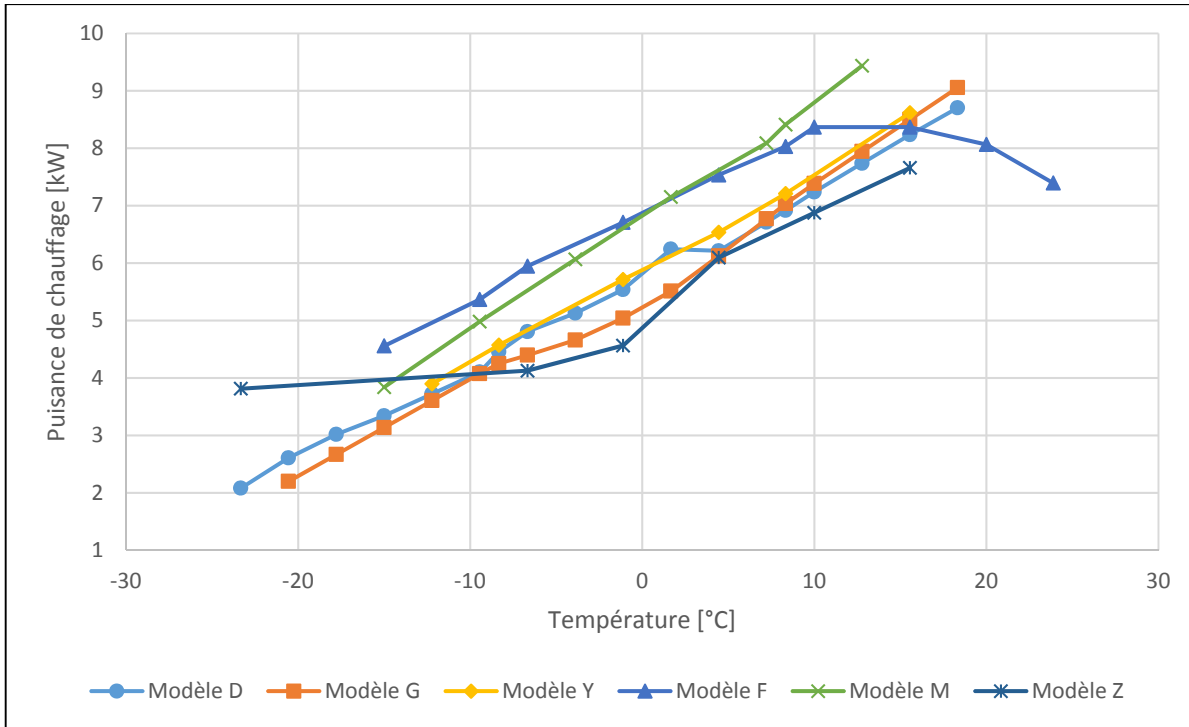


Figure 1-1 Puissances annoncées pour divers modèles de PàC à air

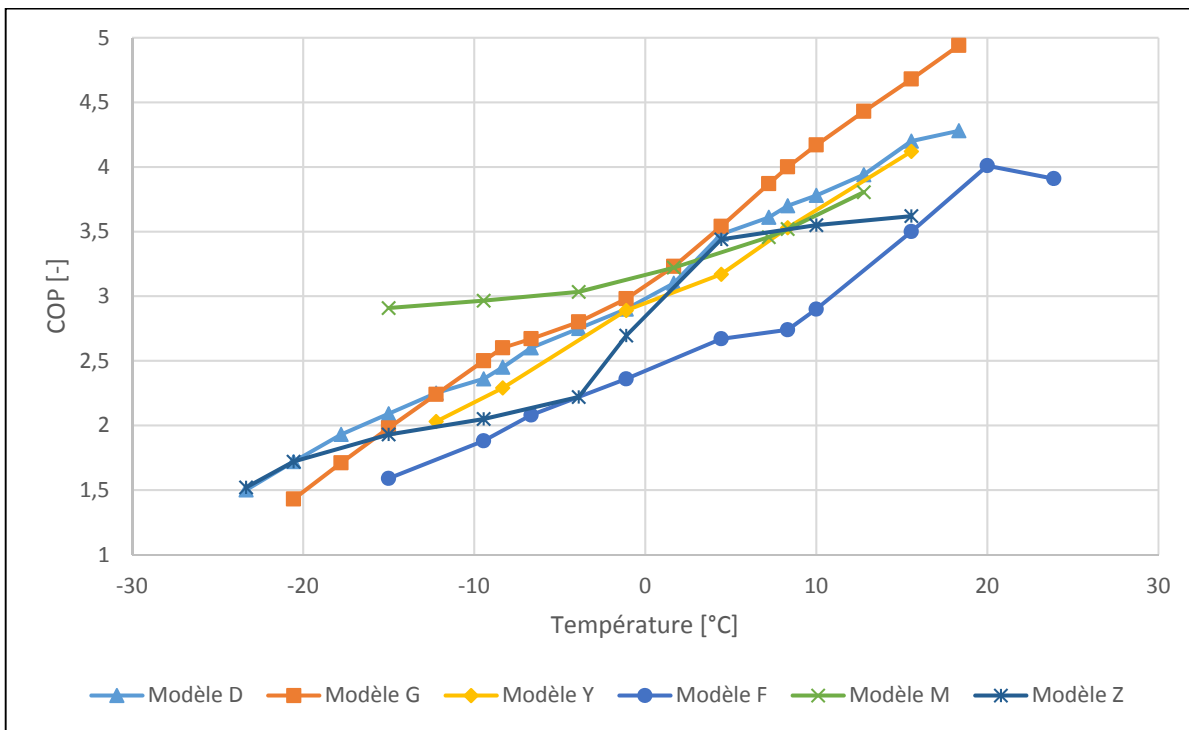


Figure 1-2 COP annoncés pour divers modèles de PàC à air

De plus, on peut remarquer que la puissance et le COP varient généralement de façon linéaire. Il est à noter que les performances annoncées par les manufacturiers n'incluent pas la réduction due aux cycles de givrage-dégivrage, à l'exception du modèle Z, pour lequel il est possible de constater une réduction importante de la puissance et du COP lorsque la température ambiante est inférieure à 5 °C. Ce changement peut être attribué aux effets indésirables du dégivrage.

1.2 Les échangeurs air-sol et leurs applications

L'échangeur air-sol, aussi appelé puits canadien ou puits provençal, semble avoir été découvert 3000 av. J.-C., alors que les premières structures, nommées hypocaustes, étaient utilisées pour le refroidissement naturel des bâtiments (Bahadori, 1979, cité dans Goswami et Ileslamlou, 1990). Le principe est simple : faire circuler un flux d'air dans un conduit enfoui dans le sol, où les variations de température sont moins importantes qu'à l'ambiant. En puisant ou rejetant la chaleur dans le sol, il est possible de préchauffer ou pré-refroidir l'air qui y passe avant de l'introduire dans le bâtiment. L'appellation « puits canadien » aurait fait son apparition en 1977 par l'architecte français Claude Michmacher (Dupuis, 2012).

Le fonctionnement des ÉAS est tributaire de l'inertie thermique du sol, comme le sont les autres systèmes géothermiques. Il est ainsi possible, en enfouissant un tube à une profondeur suffisante, de bénéficier d'une température du sol qui s'avère beaucoup plus stable que la température extérieure qui, elle, peut fluctuer de près de 60 °C entre le maximum et le minimum saisonnier, dans le cas du climat canadien. La Figure 1-3 montre une comparaison entre la température ambiante et la température du sol à des profondeurs de 1, 3 et 10 m pour la ville de Montréal. La température du sol a été estimée à partir de l'équation 1.2, d'abord développée par Kasuda et Achenbach (1965), puis mise à jour par Labs (1989). Il est possible de constater qu'à plus grande profondeur, l'onde de la température du sol est de plus en plus amortie et déphasée par rapport à la température en surface.

$$T(z, t) = T_{\infty} - A * \exp\left(-z * \sqrt{\frac{\pi}{365 * \alpha}}\right) * \cos\left(\frac{2\pi}{365} * \left(t - t_{shift} - \frac{z}{2} * \sqrt{\frac{365}{\pi * \alpha}}\right)\right) \quad (1.2)$$

Où T_{∞} est ici considéré comme la température moyenne annuelle (6 °C), A est l'amplitude de variation de température de surface (15 °C), z est la profondeur sous la surface du sol [m], α est la diffusivité thermique du sol (0,082 m²/jour), t est le temps écoulé depuis le début de l'année [jours] et t_{shift} est le jour de la plus faible température de surface (20^e jour). Il importe de noter que la température moyenne annuelle de l'air est cependant inférieure de quelques °C à celle du sol, faisant en sorte que le potentiel de chauffage est ici légèrement sous-estimé.

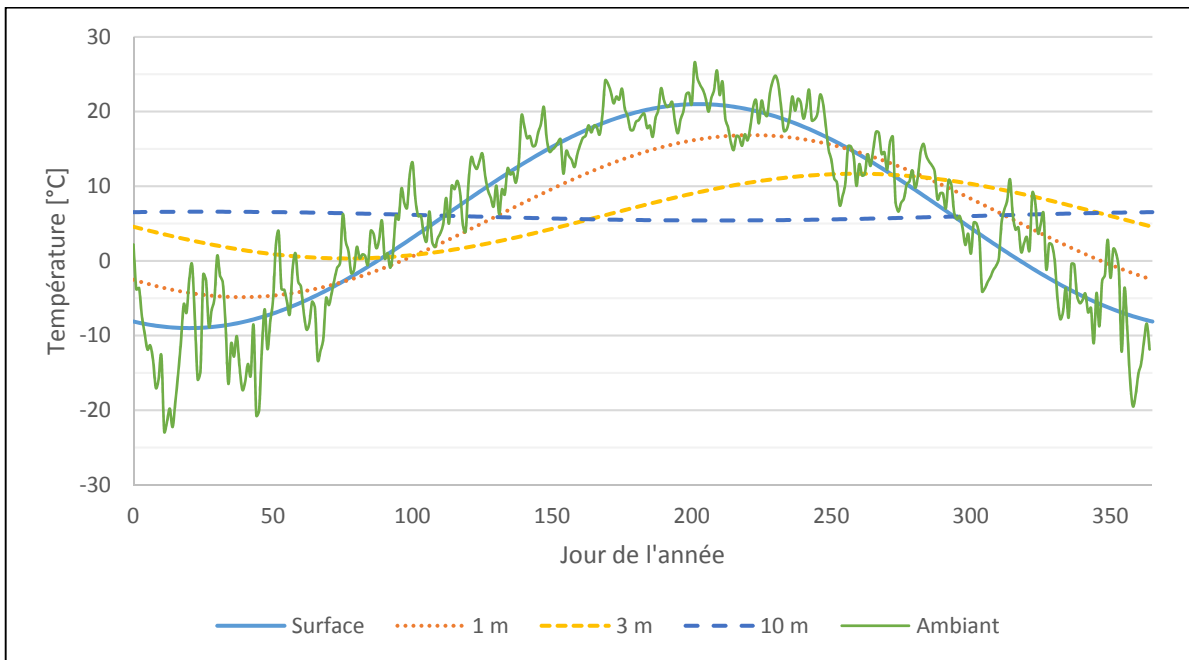


Figure 1-3 Température ambiante moyenne journalière et température du sol à diverses profondeurs pour Montréal

Les applications des ÉAS sont diverses et selon le volume de sol disponible, les ÉAS peuvent chauffer ou rafraîchir l'air de bâtiments résidentiels, commerciaux et même industriels. La Société canadienne d'hypothèques et de logement (SCHL) (2011) a mis en lumière les avantages, mais aussi la certaine complexité que peut représenter la construction d'un ÉAS pour une application résidentielle. Loyau (2009) résume les critères de dimensionnement des ÉAS pour un habitat individuel et formule des mises en garde quant aux mauvaises

installations pouvant favoriser une accumulation de condensats et permettre la croissance de moisissures. Hollmuller (2002) dresse quant à lui diverses applications des ÉAS, notamment les serres horticoles, où les ÉAS peuvent servir à amortir les pics de chaleur du jour pour restituer cette chaleur la nuit. Il présente aussi des campagnes de mesures, avec lesquelles sont corroborées des simulations numériques réalisées sous l'environnement TRNSYS. Hollmuller (2002) souligne aussi que l'ÉAS se veut un système de préchauffage et de rafraîchissement passif, et qu'il est plus judicieux de l'utiliser avec un bâtiment qui présente déjà une bonne maîtrise de l'énergie, notamment par une enveloppe performante réduisant les pertes par conduction et l'infiltration d'air.

Le dimensionnement d'un ÉAS demeure complexe et demande l'utilisation d'un modèle transitoire en raison du caractère diffusif de l'échange thermique dans le sol. Ainsi, selon les caractéristiques de l'échangeur, de l'amortissement et du déphasage peuvent apparaître au niveau de la température de sortie. Hollmuller (2002) résume bien ces comportements et donne des règles de pré-dimensionnement, ou règles du pouce, pour réaliser soit l'amortissement ou le déphasage d'une onde journalière ou saisonnière. Il présente aussi un outil de simulation des ÉAS sous l'environnement TRNSYS, qui permet de simuler les systèmes énergétiques en régime transitoire. Lee et Strand (2008) ont aussi développé un outil de simulation des ÉAS, cette fois-ci implémenté dans le logiciel commercial EnergyPlus, lequel est disponible gratuitement pour tous, contrairement à TRNSYS. Des simulations réalisées pour 4 localités américaines montrent que l'utilisation d'un ÉAS permet de réduire considérablement la demande de refroidissement des bâtiments, mais que les capacités en chauffage sont un peu plus faibles qu'en refroidissement. De plus, les performances de l'ÉAS sont tributaires non seulement du climat, mais aussi du type de sol (Lee et Strand, 2008).

Il n'est possible de trouver qu'un nombre très limité d'études concernant la combinaison des ÉAS et des PàC. Goswami et Biseli (1993) ont démontré qu'un ÉAS de 0,3 m (12 po) de diamètre et d'une longueur de 30 m (100 pi), couplé à une PàC de 8,8 kW (30 000 BTU/h), permettait d'améliorer le COP en refroidissement de la PàC de façon marginale, ne

permettant une rentabilité économique qu'en 17 ans. À titre de comparaison, l'utilisation du même ÉAS pour préchauffer et refroidir l'air du bâtiment directement atteignait une rentabilité en moins de quatre années. Ce système n'a par contre été testé qu'en refroidissement et sous le climat floridien, plus chaud. Les auteurs n'ont donc pu qu'émettre une hypothèse quant aux performances attendues d'un tel système en chauffage. Plus récemment, Misra, Bansal, Das Agarwal, Mathur et Aseri (2012) ont testé un système qualifié d'hybride pour améliorer la performance en refroidissement d'une PàC de fenêtre de 5,25 kW (18 000 BTU/h), installée dans le nord-ouest de l'Inde. Ils ont pu constater une réduction de 18 % de la consommation d'énergie de la PàC sur une journée chaude lorsque le flux d'air alimentant le condenseur traversait d'abord un ÉAS de 0,1 m de diamètre et 60 m de longueur, enfoui à 3,7 m de profondeur. La température des tubes du condenseur était alors plus de 5 °C plus faible que lorsque exposé à l'air ambiant. Dans les deux cas mentionnés, l'ÉAS considéré semble sous-dimensionné par rapport aux règles de dimensionnement formulées par Hollmuller (2002). L'utilisation d'un ÉAS bien dimensionné sous un climat plus froid permettrait donc d'atteindre des performances plus intéressantes.

CHAPITRE 2

DESCRIPTION DU SYSTÈME

Le présent chapitre vise à introduire chacun des éléments du système comprenant, entre autres, la résidence, ses systèmes mécaniques et l'ÉAS. Les caractéristiques de chaque composante seront détaillées et justifiées.

Le système proposé comprend une résidence unifamiliale de 3 chambres respectant la norme Novoclimat 2.0 du Bureau de l'efficacité et de l'innovation énergétiques (BEIE) (2015). Le bâtiment en question est alimenté en air neuf via un VRC et les besoins de chauffage et de refroidissement sont pourvus par une PàC à air de même que par un appoint par résistances électriques. À cela viendra se greffer l'ÉAS qui sera étudié sous quatre configurations principales qui permettront de caractériser les possibilités offertes par ce système.

Le climat considéré est celui de Montréal, Canada (Environnement et Changement climatique Canada, 2017). Les caractéristiques climatiques principales sont présentées au Tableau 2-1. On peut constater une étendue de plus de 60 °C entre la température minimale et maximale. Sur une base annuelle, il en résulte une température moyenne de 6,8 °C, laquelle sera la température moyenne du sol pour les simulations. La Figure 2-1 montre la variation mensuelle des mêmes données. On peut y constater une variation à peu près sinusoïdale de la température moyenne mensuelle, de même pour le rayonnement solaire horizontal.

Tableau 2-1 Données météorologiques
annuelles moyennes pour Montréal.
Données tirées de Environnement et
Changement climatique Canada (2017)

Température moyenne [°C]	6,8
Température maximale [°C]	32,2
Température minimale [°C]	-29,3
Pluie [mm]	784,9
Neige [cm]	209,5
Ensoleillement global quotidien, surface verticale [MJ/m ²]	11,4
Ensoleillement global quotidien, surface horizontale [MJ/m ²]	12,7

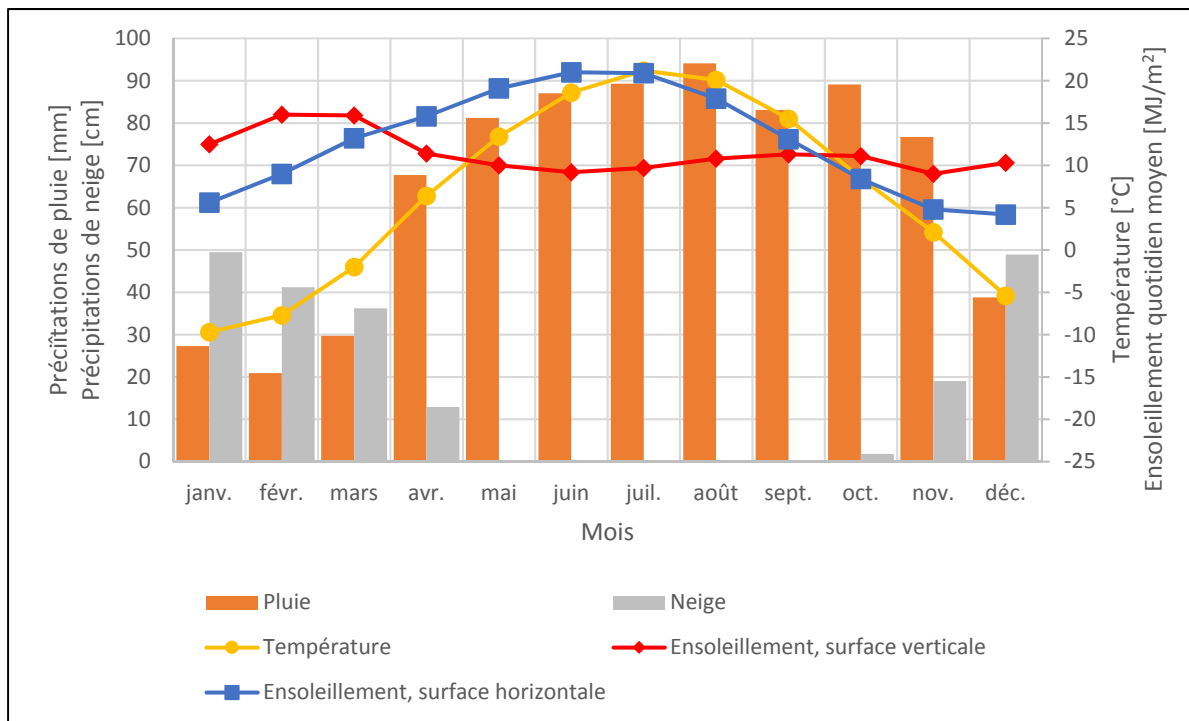


Figure 2-1 Données météorologiques mensuelles moyennes pour Montréal
Données tirées de Environnement et Changement climatique Canada (2017)

2.1 Bâtiment

Le bâtiment servant de base aux simulations énergétiques est une maison unifamiliale comportant un niveau au sous-sol et deux planchers au-dessus du sol. La Figure 2-2 montre le bâtiment en question. La façade avant du bâtiment est orientée franc nord, et le bâtiment possède une emprise au sol de 7,3 m (24 pi) par 9,1 m (30 pi) pour une superficie habitable totale de 200 m².

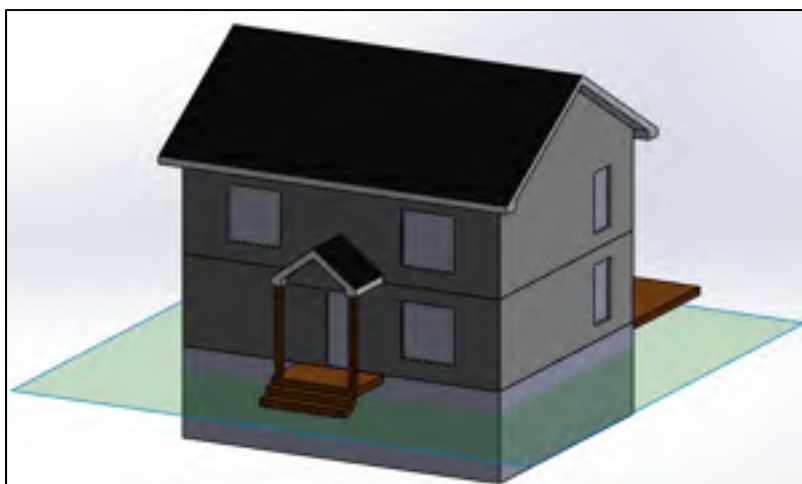


Figure 2-2 Représentation architecturale du bâtiment étudié

Le bâtiment est séparé en trois zones distinctes pour la simulation. Un modèle plus raffiné aurait pu être réalisé en séparant davantage le bâtiment. Par contre, comme l'objectif est ici de déterminer les demandes de chauffage et de refroidissement, le modèle actuel, plus simple, est retenu pour éviter de surcharger la simulation. Une première zone comprend donc les étages hors-sol où se trouvent les pièces de vies (chambres, salle de séjour, salle de repas, cuisine et salles de bain), la deuxième comprend le sous-sol et la troisième le grenier situé dans l'entretoît. On doit donc considérer deux cloisons internes pour la zone des étages, soit une avec le sous-sol et une avec l'entretoît. Les caractéristiques thermiques du bâtiment sont tirées des requis de la norme Novoclimat 2.0 (BEIE, 2015) et sont résumées au Tableau 2-2.

Tableau 2-2 Résistance thermique des éléments de l'enveloppe
Données tirées de BEIE (2015)

	Résistance thermique effective (RSI _E)	Coefficient de transfert thermique (U)
	[m ² -°C/W]	[W/m ² -°C]
Toit	10,3	0,097
Murs hors sol	4,14	0,242
Murs de fondation	3,17	0,315
Dalle de sous-sol	1,09	0,917
Fenêtres		1,43

On considère une superficie de vitrage équivalente à 20 % pour la façade Nord, 40 % pour la façade Sud, et 10 % pour les façades Est et Ouest du bâtiment. Le type de fenêtre est à double vitrage avec de l'argon entre les vitrages et un enduit à faible émissivité. Le coefficient U des vitrages est celui donné dans la librairie du logiciel TRNSYS et est indiqué au Tableau 2-2. Les fenêtres présentent aussi un coefficient d'apport par rayonnement solaire (CARS, ou SHGC) de 56 %. Il s'agit du rapport entre le gain thermique traversant la fenêtre (q_{solaire}) et le rayonnement incident (I_t) sur la fenêtre. Aucun dispositif d'ombrage (auvent, surplomb, végétation ou store) n'est ici considéré pour fin de simplification, mais ils auraient pu être ajoutés à la simulation. Ils seraient par ailleurs recommandés pour limiter les gains solaires en entre-saison et en été.

Les gains internes du bâtiment sont limités aux gains des personnes et de l'éclairage. Ces gains sont simulés selon un horaire standard qui considère un occupant en moyenne durant les jours de semaine, de 9h00 à 15h00, et 4 occupants le reste du temps. Il s'agit ici d'une hypothèse quant à l'occupation moyenne d'une résidence. Chaque occupant est défini comme dégageant 120 W et ce gain est réduit de 40% la nuit pour tenir compte de l'apport lors du sommeil des occupants, en accord avec les recommandations de l'ASHRAE (2013). En considérant un éclairage à faible consommation d'énergie et un taux de fenestration

avantageux, une densité d'éclairage de 5 W/m^2 est prise en compte. Les autres dégagements de chaleur tels que les appareils électroniques et les électroménagers pourraient aussi être inclus dans le modèle, mais ont été négligés en raison du manque de données et dans le but d'alléger la simulation du bâtiment. Cette hypothèse influence bien-sûr les résultats, alors que des gains internes sont omis, mais comme ils seraient constants pour toutes les simulations, leur effet ne serait pas significatif.

Pour la régulation de la température du bâtiment, les puissances de chauffage et de refroidissement sont d'abord considérées comme illimitées pour caractériser les besoins du bâtiment de référence. En chauffage, la zone des étages est maintenue à $22 \text{ }^\circ\text{C}$ en période occupée, et $18 \text{ }^\circ\text{C}$ en période inoccupée et la nuit, et la zone du sous-sol est maintenue à une consigne de $18 \text{ }^\circ\text{C}$ en tout temps. En refroidissement, toutes les zones habitées ont un point de consigne de $26 \text{ }^\circ\text{C}$. La saison de climatisation est définie du 1^{er} mai au 30 septembre.

Au niveau de la ventilation, trois principaux facteurs sont pris en compte, soient l'infiltration, la ventilation mécanique et la ventilation naturelle. L'infiltration provient du fait que l'enveloppe du bâtiment ne peut être parfaitement étanchéifiée et que l'air peut passer par des jeux et des fissures entre les éléments de construction. Ce type de ventilation est indésirable et doit être réduit au minimum. La norme Novoclimat 2.0 exige un taux de renouvellement de l'air maximal de 1.5 changement d'air par heure (CAH) à une différence de pression de 50 Pa. Cette différence de pression équivaut à un vent d'environ 30 km/h qui soufflerait sur toutes les faces du bâtiment en même temps. Il est considéré que le taux de renouvellement d'air à 50 Pa peut être divisé par 20 dans le cas de l'infiltration réelle en conditions normales, difficilement mesurable (Trouillet, 2008). Ainsi, un taux de renouvellement de 0,075 CAH est retenu dans le modèle pour l'infiltration pour les étages, et 0,05 CAH pour le sous-sol, puisqu'il présente moins de fenêtres et une enveloppe de béton plus étanche. La ventilation mécanique fait, quant à elle, intervenir des ventilateurs qui alimentent l'air neuf et un réseau de gaines qui le distribuent dans le bâtiment. Pour la simulation énergétique de référence, il est considéré qu'un ventilateur-récupérateur de chaleur est installé pour pourvoir l'air neuf du bâtiment, en accord avec la norme Novoclimat 2.0. En somme, le VRC alimente le bâtiment

en air neuf en même temps qu'il en retire l'air vicié, duquel il récupère la chaleur pour la retransmettre à l'air neuf. Le fonctionnement du VRC est détaillé plus loin dans ce chapitre. Pour les simulations subséquentes le VRC sera aussi jumelé à la PàC pour alimenter et chauffer ou refroidir l'air du bâtiment. Finalement, la ventilation naturelle consiste à admettre l'air frais de façon manuelle lorsque la température extérieure permet de rafraîchir le bâtiment naturellement, en ouvrant les volets des fenêtres, par exemple. Pour la simulation, il est considéré que l'ouverture des volets permet d'atteindre un taux de renouvellement de l'air de 3 CAH. Ce mode n'est utilisé que lorsque la température extérieure est supérieure à la consigne de chauffage et inférieure à la consigne de climatisation. Finalement, la possibilité de réaliser la climatisation du bâtiment à partir d'un apport d'air neuf supplémentaire (cycle économiseur) est considérée. Le taux d'air neuf est donc modulé pour obtenir la température de soufflage, arbitrairement fixée à 16 °C, lorsque les zones doivent être rafraichies. Si la température de l'air extérieur est supérieure à 16 °C et inférieure à la température des zones, l'apport d'air frais est de 100% pour abaisser la puissance nécessaire à la climatisation, alors que si la température de l'air extérieur est supérieure à celle de l'air intérieur, le volet d'air neuf se ferme et le système de climatisation rafraichi uniquement l'air recirculé.

En considérant tous les éléments ci-haut mentionnés, un calcul des charges de chauffage du bâtiment, suivant la méthode proposée par l'ASHRAE (2013) permet d'obtenir les résultats présentés au Tableau 2-3. On peut constater une charge de chauffage de près de 7,6 kW pour les étages, et une charge d'un peu plus de 4,6 kW en refroidissement. La charge de chauffage supplémentaire du sous-sol est quant à elle de 1 kW. Les températures extérieures de conception sont tirées du fichier météorologique de la bibliothèque de TRNSYS. En outre, la charge de chauffage observée pour une température extérieure de -15 °C est d'environ 5,3 kW. Comme cette température est généralement celle à laquelle les PàC cessent de fonctionner, la charge observée est retenue pour sélectionner la PàC.

Tableau 2-3 Charges maximales du bâtiment
en chauffage et en refroidissement

	Charge maximale [kW]	
	Chauffage	Refroidissement
T _{int}	22°C	26°C
T _{ext}	-29°C	32°C
Conduction	5,36	0,43
Gains solaires	0	3,19
Infiltration	0,64	0,08
Ventilation	2,28	0,27
Gains internes	-0,67	0,67
Sous-sol	1,07	0
Total	8,69	4,63

Le Tableau 2-4 montre quant à lui les gains solaires mensuels, de même que les demandes de chauffage et de refroidissement des étages du bâtiment, calculés par la méthode des degrés-jours (DJ). Ainsi, les gains solaires viennent réduire la demande mensuelle de chauffage et augmenter celle en refroidissement. Les gains solaires sont estimés en multipliant le rayonnement incident journalier moyen (I_i) par la superficie des fenêtres situées sur la façade sud du bâtiment et par le CARS des fenêtres. Il est à noter que la demande de refroidissement ne tient pas compte de la ventilation naturelle ni d'un cycle économiseur, lesquels réduiraient la demande mensuelle. Le sous-sol présente quant à lui une demande annuelle de chauffage additionnelle de 3000 kWh selon la même méthode de calcul.

Tableau 2-4 Gains solaires et demandes de chauffage et de refroidissement mensuels

	I_t	Q_{solaire}	DJ_{ch}	Q_{ch}	$Q_{\text{ch}} - \text{solaire}$	DJ_{ref}	Q_{ref}	$Q_{\text{ref}} + \text{solaire}$
Mois	[MJ/m ²]	[kWh]	[°C-jr]	[kWh]	[kWh]	[°C-jr]	[kWh]	[kWh]
Janvier	12,5	960	875	3187	2227	0	0	0
Février	16	1110	747	2721	1611	0	0	0
Mars	15,9	1221	628	2287	1066	0	0	0
Avril	11,4	847	369	1344	497	0,4	1	1
Mai	10	768	157	572	0	10,6	39	235
Juin	9,2	684	43	157	0	46,3	169	696
Juillet	9,7	745	8	29	0	97,1	354	1070
Août	10,8	829	21	77	0	70,6	257	1010
Septembre	11,3	840	117	427	0	16,1	59	472
Octobre	11,1	852	308	1122	269	0,4	1	1
Novembre	9	669	492	1793	1124	0	0	0
Décembre	10,3	791	754	2744	1953	0	0	0
Annuel	11,4	10317	4519	16458	8747	241,5	880	3485

Pour la suite des simulations, il sera considéré que le chauffage du sous-sol est pourvu par des plinthes électriques. Les demandes couvertes par la PàC se limiteront donc aux étages.

2.2 Pompe à chaleur

La PàC choisie est considérée comme ayant une puissance nominale de 7 kW (24 000 BTU/h), tel que mentionné précédemment. Une étude comparative a permis d'établir les performances moyennes des PàC à air actuellement disponibles sur le marché. La température minimale d'opération est de - 15 °C, et la PàC fournit sa puissance nominale en chauffage à 8,3 °C (47 °F). La Figure 2-3 montre la courbe de capacité de la PàC et la charge du bâtiment selon la température extérieure, de même que le nombre d'heures cumulées sous 18 °C.

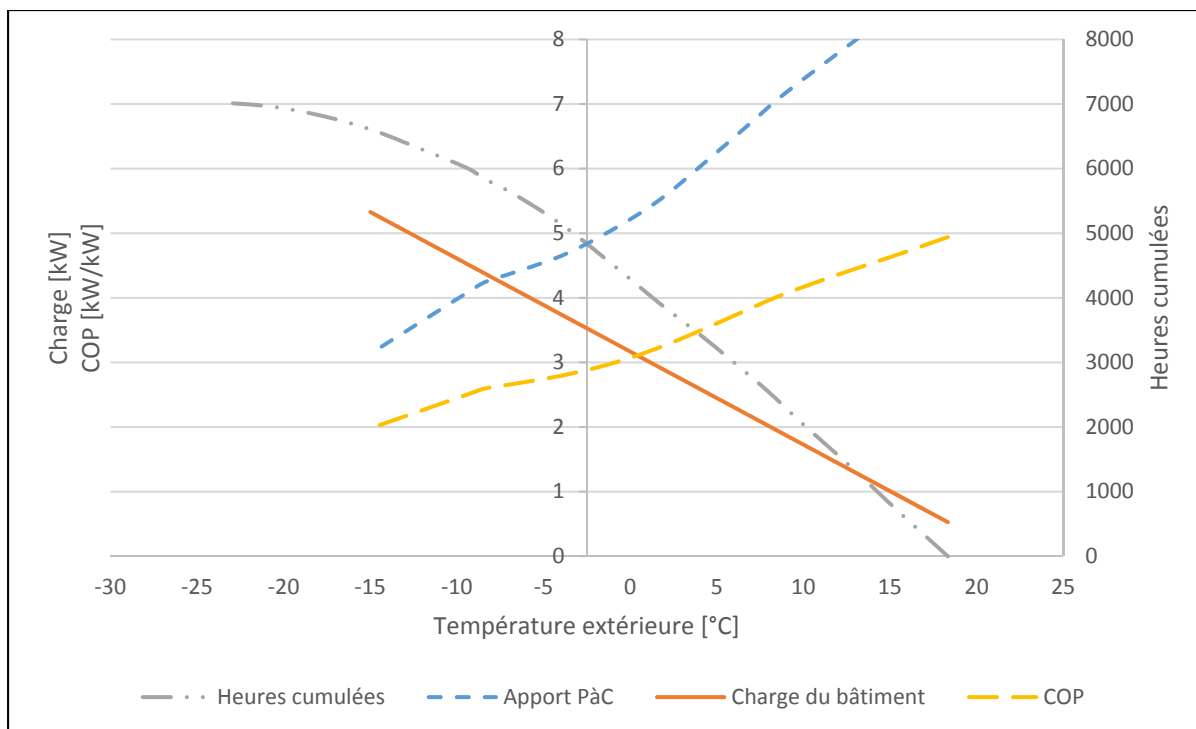


Figure 2-3 Comparaison de la capacité de la PàC et de la charge du bâtiment en chauffage

Il est possible de constater que le dimensionnement choisi est adéquat, puisque la puissance de la PàC répond bien aux besoins du bâtiment. En effet, la PàC choisie peut couvrir à elle seule la charge de chauffage pendant environ 6000 des 7000 heures où la température extérieure est sous 18 °C, soit la température de référence pour calculer les degrés-jours de chauffage. Le recours à un appoint n'est théoriquement nécessaire que lorsque la température est inférieure à environ - 8 °C. L'appoint sera aussi nécessaire lors des cycles de dégivrage de la PàC. Une PàC plus puissante permettrait bien-sûr de couvrir une charge plus importante à basse température, mais serait surdimensionnée pour les températures plus élevées et entrainerait une baisse de performance en raison du fonctionnement cyclique présenté au chapitre précédent. Cette baisse est par contre réduite par l'utilisation récente des compresseurs à vitesse variable, mais il n'est pas encore possible de les simuler aisément dans l'environnement de simulation choisi.

Le débit d'air du ventilateur de l'unité extérieure de la PàC est estimé à 4000 m³/h (2400 CFM). Il s'agit d'une moyenne des débits des unités comparables disponibles sur le marché.

Le ventilateur de l'unité intérieure fournit quant à lui un débit de 1189 à 1700 m³/h (700 à 1000 CFM). Deux scénarios sont étudiés, soit un système comprenant une PàC à unité intérieure centrale ou murale.

- Système central :

Le système central chauffe ou refroidi le bâtiment par un flux d'air qui est alimenté dans toutes les zones du bâtiment par le biais d'un réseau de gaines et il permet d'y inclure l'appoint par résistances électriques pour chauffer davantage l'air lorsque la PàC ne couvre pas entièrement la demande de chauffage. En général, le débit d'air neuf provient de la sortie du VRC. Par contre, en refroidissement, il serait possible, tel que mentionné précédemment, d'admettre plus d'air neuf afin de bénéficier d'un rafraîchissement gratuit de l'air de mélange. Le système central permet théoriquement d'admettre un taux d'air neuf supplémentaire lorsque le bâtiment doit être refroidi, permettant le fonctionnement en « free cooling ». Ce type de fonctionnement n'est cependant pas réalisé dans les installations résidentielles.

- Système mural :

La seconde option, soit celle d'une PàC murale, est parfois privilégiée en raison d'une relative facilité d'installation – il n'y a pas de conduit de distribution d'air à installer dans le bâtiment - mais les PàC murales ne permettent pas un contrôle aussi précis de la température dans toutes les pièces, puisque les unités intérieures sont généralement installées dans une pièce commune ou un corridor. De plus, un réseau de gaines demeure tout de même nécessaire pour distribuer l'air provenant du VRC. Une PàC murale ne permet pas d'apport d'air neuf supplémentaire puisqu'elle ne fonctionne qu'en recirculation seulement. L'air neuf est donc entièrement fourni par l'intermédiaire du VRC. Finalement, pour la PàC murale, l'appoint de chauffage électrique est pourvu par des plinthes électriques, utilisées couramment au Québec.

Tel que mentionné précédemment, les PàC à air sont soumises au phénomène de givrage de l'évaporateur lorsque l'on tente d'extraire la chaleur de l'air humide. Le type de dégivrage

simulé est celui à cycle renversé, tel que présenté au chapitre 2. Le cycle de givrage - dégivrage de la PàC est ici simulé en forçant la PàC à fonctionner en mode « refroidissement » lorsque les conditions de température et d'humidité relative propices au givrage sont présentes. Ainsi, si la température ambiante est entre -5 et 5 °C, et que l'humidité relative est de plus de 55 %, tel que conclu par Guo et al. (2008), le mode de dégivrage devrait être enclenché. Par contre, il semble que les fabricants qui utilisent un système de minuterie ne font pas intervenir de limite basse en température et font donc fonctionner le cycle de dégivrage tant que la température ambiante est sous une limite haute. Le cycle de dégivrage s'enclenche alors si la température extérieure est inférieure à 6 °C environ, et ce tant que la PàC fonctionne en chauffage. Pour bien illustrer les effets du dégivrage fixe et du dégivrage variable, les deux seront simulés de la façon suivante :

- Dégivrage fixe :

Un temps de dégivrage arbitrairement fixé à 0,2 h (12 minutes), et activé à toutes les heures permet de simuler le dégivrage fixe.

- Dégivrage variable :

La minuterie du dégivrage variable se base, quant à elle, sur la température (inférieure à 6 °C) et l'humidité relative de l'air (supérieure à 55 %) pour déterminer l'intervalle de dégivrage, et fait varier le temps de dégivrage selon la température extérieure au début du cycle de dégivrage. En effet, bien que le givrage soit moins rapide lorsque la température est très faible, le temps de dégivrage demeure plus long, tel que mentionné au chapitre 1.

La Figure 2-4 montre les effets de la variation de température sur l'intervalle de dégivrage à 75 % d'humidité relative, de même que l'effet de l'humidité relative à une température de 0 °C (Guo et al., 2008). On constate que les deux paramètres font varier l'intervalle selon une parabole. Ainsi, pour un air plus sec, l'intervalle de dégivrage est de plus en plus long, puisque moins de vapeur d'eau est contenue dans l'air. L'effet de la température présente quant à lui la particularité de produire un intervalle plus court aux environs de 0 °C, phénomène expliqué par des conditions favorables de température et d'humidité. En effet,

des températures plus faibles entraînent une baisse du contenu en humidité de l'air, ce qui augmente le temps de givrage, alors que des températures plus élevées entraînent une augmentation de la température de la paroi de l'évaporateur, ce qui ralentit la formation du givre.

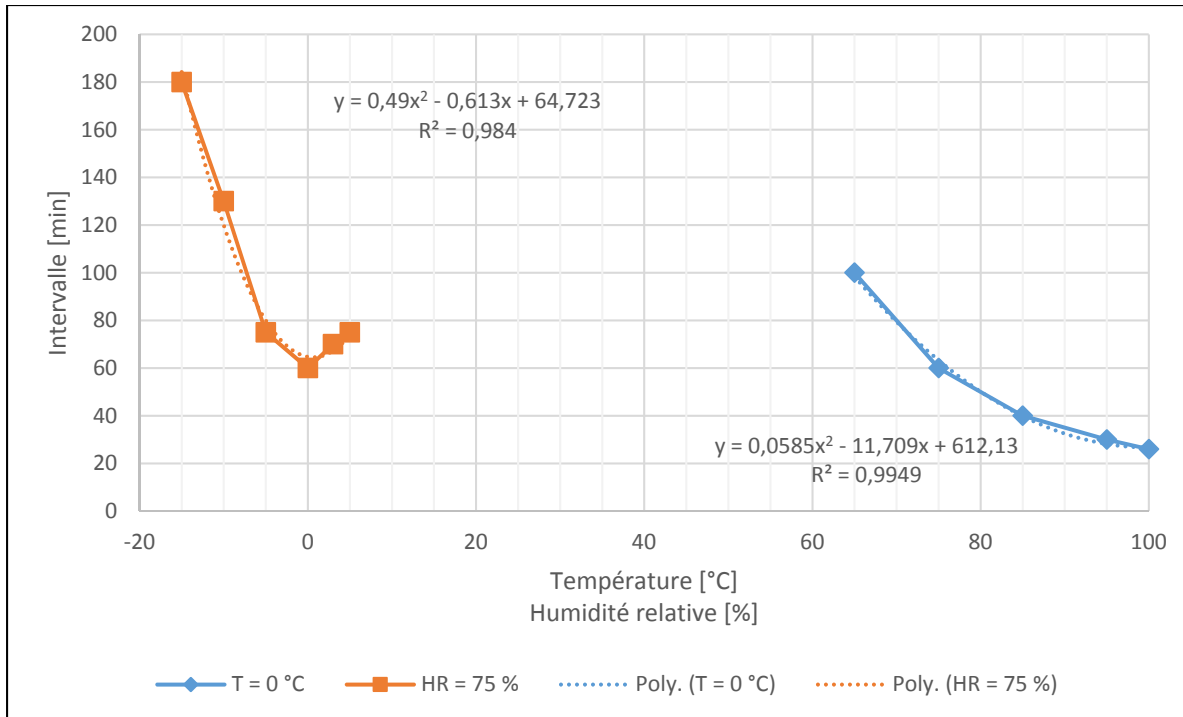


Figure 2-4 Effet de la température et de l'humidité relative sur l'intervalle de dégivrage
Adaptée de Guo et al (2008)

L'intervalle de dégivrage fait donc intervenir la température, mais aussi l'humidité relative de l'air à l'évaporateur. En se basant sur les résultats de Guo et al. (2008), il est considéré que l'effet normalisé de la température et l'effet de l'humidité ($t_{temp}/60 * t_{hum}$) donnent la durée de l'intervalle de dégivrage, tel que montré à la Figure 2-5. Les coefficients utilisés sont ceux donnés par les courbes de tendances obtenues à partir du logiciel Excel et qui sont présentés à la Figure 2-4.

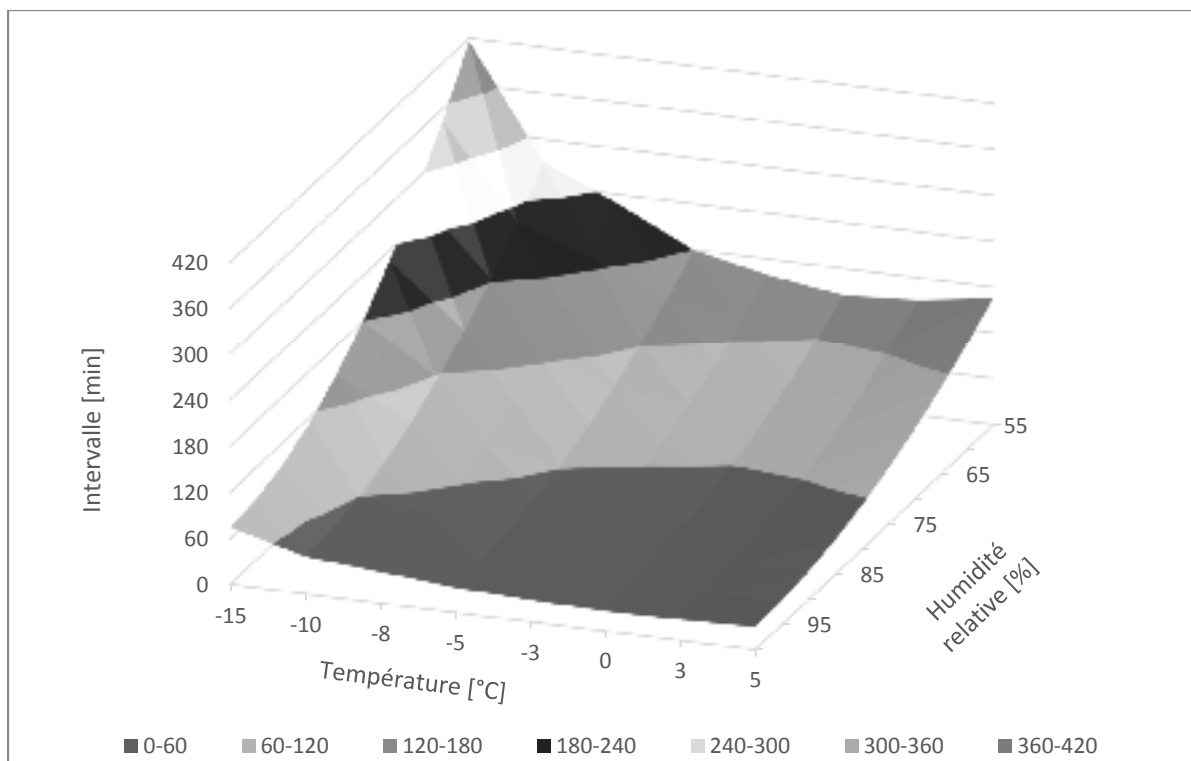


Figure 2-5 Intervalle de dégivrage simulé en fonction de la température et de l'humidité relative

2.3 Échangeur air-sol

L'ÉAS doit être dimensionné pour traiter soit le débit d'air devant alimenter serpentin extérieur de la PàC ou encore l'air neuf du bâtiment. Deux différences fondamentales distinguent ces deux modes de fonctionnement. D'abord, le débit pour alimenter la PàC est plusieurs fois plus élevé que celui pour alimenter le bâtiment. Un échangeur plus grand doit donc être conçu pour alimenter la PàC. Bien entendu, cette configuration présentera un coût de mise en œuvre plus élevé. L'autre facteur qui différencie les deux modes de fonctionnement est la constance du débit à traiter. En effet, alors que le débit d'air neuf à fournir au bâtiment est continu, le fonctionnement de la PàC fait quant à lui en sorte que le débit d'air est intermittent.

Un des avantages de la combinaison de l'ÉAS et de la PàC est l'atténuation des risques sur la santé qu'entraîneraient une mauvaise construction de l'ÉAS et l'accumulation d'humidité et

de moisissures qui en découlerait. De ce fait, comme l'air n'est pas admis dans le bâtiment, il y a moins de risque pour la santé des occupants.

Le dimensionnement d'un ÉAS est difficile à réaliser en raison des multiples paramètres qui l'influencent. Par contre, Hollmuller (2002) a formulé quelques règles du pouce pour le dimensionnement préliminaire d'un ÉAS. Il a aussi mis en évidence que le caractère diffusif de l'échange thermique dans le sol amène deux phénomènes importants pour la conception, soient l'amortissement et le déphasage de l'onde thermique. L'amortissement signifie que l'onde thermique est aplanie et que les crêtes de températures sont réduites, alors que le déphasage signifie que les crêtes sont décalées dans le temps. De plus, Hollmuller (2002) fait une distinction entre l'amortissement journalier et annuel, lequel vient modifier la profondeur de pénétration thermique. Ainsi, en connaissant le débit d'air à traiter, la diffusivité thermique du sol et la période d'amortissement de l'onde thermique, il est d'abord possible de déterminer la profondeur de pénétration thermique, tel que le montre l'équation (2.1).

$$\delta = \sqrt{\frac{\alpha\tau}{\pi}} \quad (2.1)$$

Cette profondeur représente celle où les phénomènes externes, tels que l'oscillation de la température de surface ou de la température d'un tube enfoui, ont moins d'influence sur la température du sol. Dans le cas d'un échangeur cylindrique, une couche de sol homogène de ce rayon devrait minimalement entourer le tube sur tout son périmètre. En une diffusivité thermique (α) de 0,08 m²/jour, on obtient une profondeur de pénétration de 0,2 m pour l'amortissement d'une onde journalière ($\tau = 1$ jour), alors qu'elle est de 3 m pour l'amortissement annuel ($\tau = 365$ jours).

Le modèle mis de l'avant par Hollmuller (2002) considère que l'échange convectif air/tube dans un tube cylindrique varie selon le modèle de Gnielinski (1975, cité dans Hollmuller, 2002) et dépend linéairement de la vitesse de l'air, de même que du rayon du tube. L'équation (1.1)(2.2) introduit les deux paramètres h_{air0} et h_{air1} , alors que la Figure 2-6 donne la valeur de ces paramètres pour des rayons de tube allant de 5 à 50 cm.

$$h_{air} = h_{air0} + h_{air1} * v_{air} \quad (2.2)$$

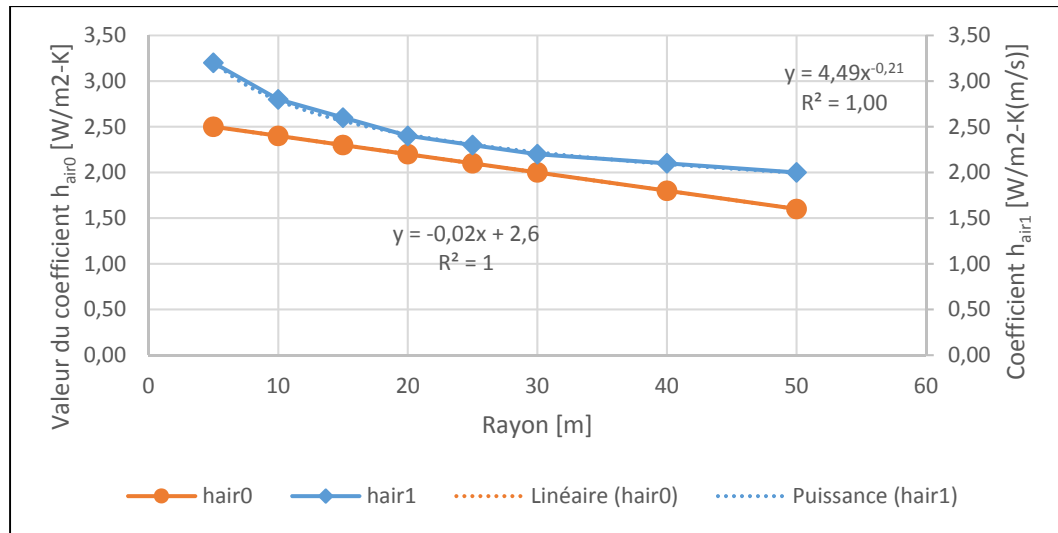


Figure 2-6 Coefficients h_{air0} et h_{air1} obtenus à partir du modèle de Gnielinski
Adaptée de Hollmuller (2002)

La longueur de l'échangeur est quant à elle dépendante de la surface du tube et de son diamètre, ces deux paramètres caractérisant, avec la vitesse de l'air, l'échange thermique qu'il est possible de réaliser. Hollmuller (2002) mentionne qu'une vitesse allant de 1 à 4 m/s est préférable pour optimiser l'échange thermique et minimiser les pertes de charges dans le tube. Le Tableau 2-5 montre les ratios de dimensionnement, S/Q , en m^2 par m^3/h d'un ÉAS pour l'amortissement d'une onde journalière (12 heures) ou saisonnière (6 mois).

Tableau 2-5 Dimensionnement de l'ÉAS pour
l'amortissement journalier et annuel
Tiré de Hollmuller (2002)

vit. [m/s]	dimensionnement [m^2 par m^3/h]			
	journalier		annuel	
	éch. cyl.	éch. plan	éch. cyl.	éch. plan
1	1/10	1/10	1/5	1/1
2	1/15	1/15	1/7	1/1
4	1/20	1/20	1/10	1/1

Il est à noter que pour un échangeur cylindrique, la surface d'échange est au périmètre des tubes, alors que pour l'échangeur plan, il s'agit de la surface du champ. La surface d'emprise est donc divisée par 2 si la diffusion peut avoir lieu tant vers le haut que vers le bas. De plus, les règles du pouce suggérées tiennent compte d'une condition adiabatique à la surface supérieure, condition pouvant ne pas être réalisée dans une installation réelle.

2.3.1 Modèle numérique de l'ÉAS

Le modèle numérique développé par Hollmuller (2002) est sous l'environnement TRNSYS. Le modèle considère les échanges de chaleur sensible et latente qui ont lieu dans les tubes, de même que les pertes de charges linéaires liées à la friction de l'air dans les tubes. De plus, le modèle tient compte de la diffusion de chaleur dans le sol qui entoure l'ÉAS, de même que l'intrusion et la circulation d'eau dans les tubes. La Figure 2-7 illustre ces échanges thermiques au sein d'une maille de tube.

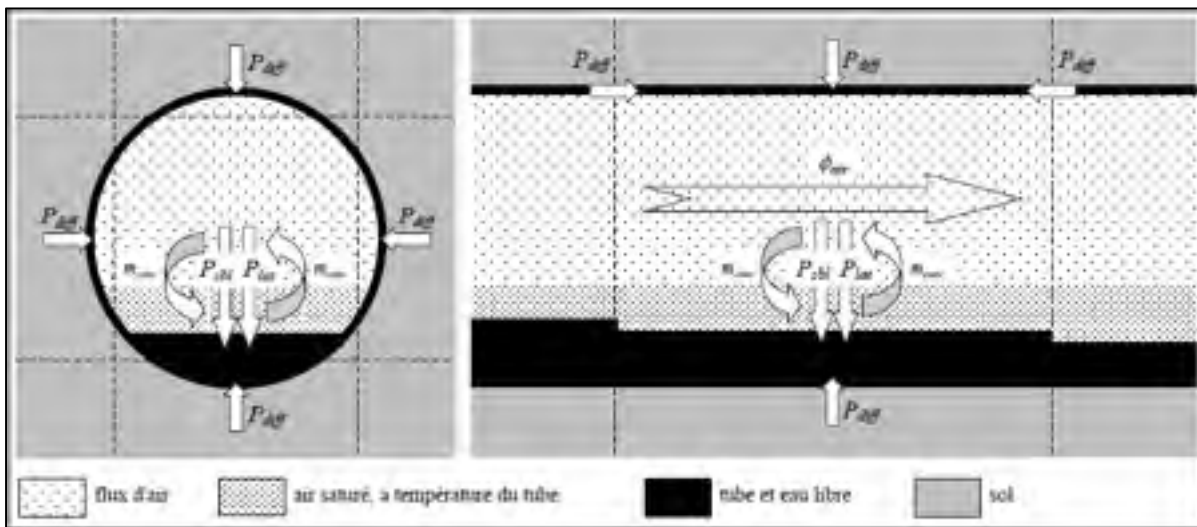


Figure 2-7 Représentation des échanges thermiques dans un segment de tube
Tirée de Hollmuller (2002)

Le modèle considère un maillage rectangulaire du sol et permet de simuler plusieurs types de sols dans un même maillage, de même que diverses conditions de surfaces (adiabatique,

isotherme, couplage avec l'air ambiant). Le couplage avec l'air ambiant, ou avec l'air du bâtiment dans le cas d'une installation sous ce dernier, est déterminé par une entrée en température ou en flux de chaleur à la surface, de même qu'avec une résistance thermique équivalente à cette surface. La Figure 2-8 montre une représentation typique du maillage d'un ÉAS à plusieurs nappes de tubes passant sous un bâtiment. Si l'entrée du module (sortie d'un autre module) est un flux de chaleur, comme dans le cas de la fondation d'un bâtiment, le modèle renvoie une température de frontière équivalente, calculée de façon pondérée, pour cette surface. Dans le cas d'une entrée en température, le modèle renvoie un flux de chaleur.

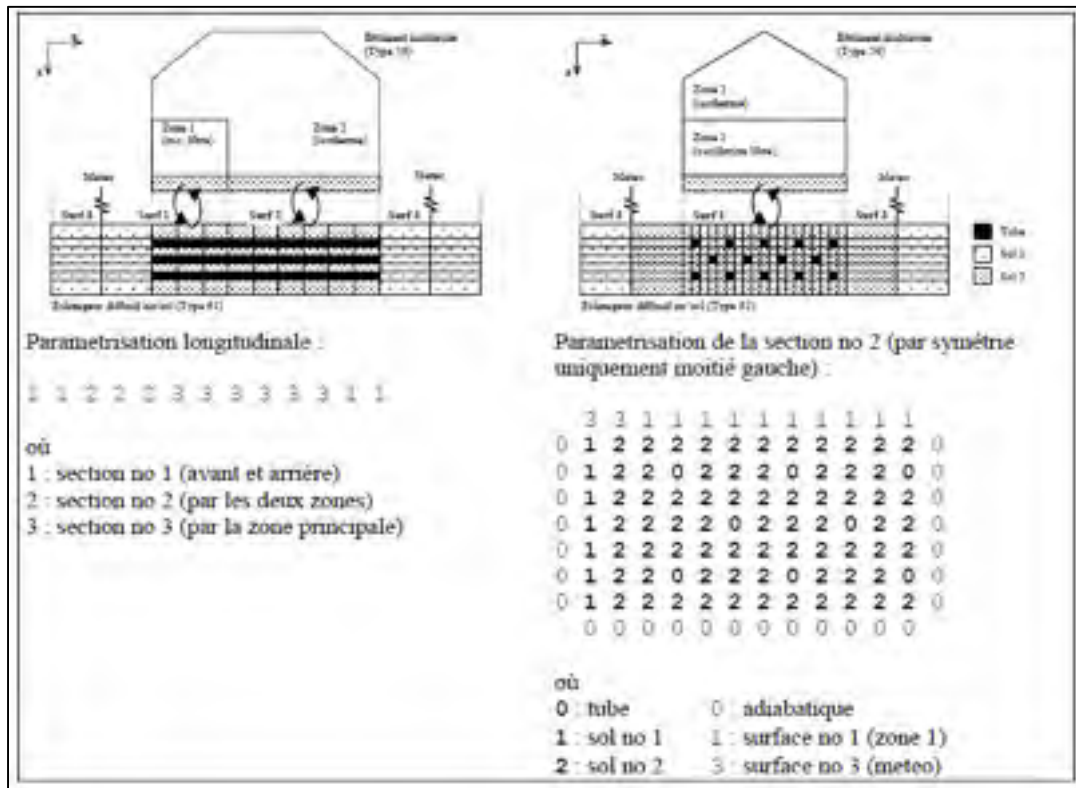


Figure 2-8 Représentation du maillage avec la géométrie et le couplage de l'ÉAS
Tirée de Hollmuller (2002)

Le maillage rectangulaire du sol et des tubes requiert donc que la dimension des tubes soit corrigée pour obtenir la surface d'échange réelle. Un facteur de $\sqrt{\pi}/2$ permet de faire cette correction sur le diamètre.

L'air est considéré comme incompressible et sa masse volumique, permettant de relier le débit massique au débit volumique, est déterminée à partir de la température de l'air à l'entrée de l'ÉAS. Il est aussi considéré que les propriétés de l'air sont constantes dans un segment de tube et les échanges sensibles et latents se font à partir d'un coefficient d'échange convectif qui dépend de la vitesse de l'air seulement, tel que présenté à l'équation (2.3). L'échange de chaleur sensible est déterminé par le coefficient d'échange convectif et par la différence de température entre l'air et le tube, tel que présenté à l'équation 2.3

$$q_{sbl} = S_{tub} * h_{air} * (T_{air} - T_{tub}) \quad (2.3)$$

L'échange de chaleur latente est déterminé par une analogie entre le transfert de chaleur et le transfert de masse, l'approche de Lewis. On considère que l'échange sensible est le résultat d'un échange de masse entre l'air et une couche superficielle d'air à la température du tube et qui serait saturée en humidité :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{conv} &= \frac{q_{sbl}}{c_{p,air} * (T_{air} - T_{tub})} \\ \dot{m}_{conv} &= \frac{S_{tub} * h_{air}}{c_{p,air}} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Un transfert d'humidité est ainsi induit et est déterminé par la différence d'humidité absolue entre l'air et la couche superficielle saturée :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{lat} &= (W_{air} - W_{tub}) * \dot{m}_{conv} \\ \dot{m}_{lat} &= (W_{air} - W_{tub}) * \frac{S_{tub} * h_{air}}{c_{p,air}} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Le transfert d'humidité peut correspondre à de la condensation ($\dot{m}_{lat} > 0$) ou à de l'évaporation ($\dot{m}_{lat} < 0$). Dans le cas de l'évaporation, le transfert d'humidité est bien sûr limité par l'humidité absolue de saturation de l'air. La puissance latente est finalement exprimée par :

$$q_{lat} = c_{lat} * \dot{m}_{lat} \quad (2.6)$$

La diffusion de chaleur provenant des mailles de sol adjacentes et des mailles de tube en amont et en aval est la suivante :

$$q_{diff} = \sum_{i \in sol} S_i * k_i * (T_{sol,i,t-1} - T_{tub}) \quad (2.7)$$

$$+ \sum_{i \in tub} S_i * k_i * (T_{tub,i,t-1} - T_{tub})$$

La température du tube (T_{tub}) et les puissances sensible, latente et de diffusion sont calculées de façon itérative de façon à équilibrer le bilan énergétique d'une maille :

$$q_{int} = q_{sbl} + q_{lat} + q_{diff} \quad (2.8)$$

Les gains internes (q_{int}) sont les gains capacitifs du tube et de l'eau et sont les suivants :

$$q_{int} = \frac{(c_{tub} * \rho_{tub} * V_{tub} + c_{eau} * m_{eau,t-1}) * (T_{tub} - T_{tub,t-1})}{\Delta t} \quad (2.9)$$

Le bilan de masse de l'eau permet ensuite de déterminer le nouveau contenu en eau dans la maille :

$$m_{eau} = m_{eau,t-1} + (\dot{m}_{inf} - \dot{m}_{lat}) * \Delta t \quad (2.10)$$

Le débit d'infiltration d'eau et sa position sont entrés comme paramètres dans la simulation. Tel que mentionné précédemment, la friction de l'air est aussi considérée par le modèle, et serait donc la puissance délivrée par un ventilateur. Par contre, les pertes de charges singulières créées par les raccords ne sont cependant pas prises en compte et doivent être calculées à part. Les pertes de charges linéaires sont déterminées à partir d'un coefficient de frottement trouvé sur un diagramme de Moody. La valeur de ce facteur est généralement entre 0,1 et 0,2.

$$q_{fric} = Q_{air} * f * \frac{l}{d} * \frac{\rho_{air} * v_{air}^2}{2} \quad (2.11)$$

Les bilans d'énergie et de masse des équations (2.12) et (2.13) permettent ensuite de déterminer les conditions à l'entrée de la maille suivante :

$$T_{air,i} = T_{air} + \frac{q_{fric} - q_{sbl}}{(c_{air} + c_{vap} * W_{air}) * \rho_{air} * Q_{air}} \quad (2.12)$$

$$W_{air,i} = W_{air} - \frac{\dot{m}_{lat}}{\rho_{air} * Q_{air}} \quad (2.13)$$

La diffusion de chaleur dans le sol est traitée de façon analogue à celle dans le tube, telle que montré à l'équation (2.14). Ainsi, pour chaque maille de tube, la diffusion provenant des 6 mailles adjacentes est la suivante :

$$q_{diff} = \sum_{i \in sol} S_i * k_i * (T_i - T_{sol,t-1}) \quad (2.14)$$

Où :

$$k_i = \begin{cases} \frac{1}{\frac{l}{2} + \frac{l_i}{2}} & \text{si la maille adjacente est le sol} \\ \frac{1}{\frac{l}{2} + \frac{e_{tube}}{\lambda_{tube}}} & \text{si la maille adjacente est le tube} \\ \frac{1}{\frac{l}{2} + R_{surf}} & \text{si la maille adjacente est la surface} \end{cases} \quad (2.15)$$

Et :

$$T_i = \begin{cases} T_{sol,i,t-1} & \text{si la maille adjacente est le sol} \\ T_{tub,i,t} & \text{si la maille adjacente est le tube} \\ T_{surf,i,t} & \text{si la maille adjacente est la surface} \end{cases} \quad (2.16)$$

Permettant ainsi de calculer la nouvelle température du sol :

$$T_{sol} = T_{sol,t-1} + \frac{q_{sol}}{c_{v,sol} * V_{sol}} \quad (2.17)$$

Les conditions de surface sont spécifiées par l'utilisateur, soit par une condition adiabatique, ou une entrée en température ou un flux de chaleur, avec une résistance de surface. L'initialisation de l'ÉAS est réalisée avec une température commune pour des groupements de mailles, de même pour l'épaisseur d'eau dans les tubes. Il est alors possible de simuler une stratification de température du sol, ou une accumulation d'eau dans une certaine partie de l'ÉAS.

2.3.2 Choix du matériau

Le choix du matériau du tube n'influence pas significativement l'échange thermique en raison de la faible épaisseur du tube (Ascione, Bellia et Minichiello, 2011; Badescu, 2006; Bansal, Misra, Das Agrawal et Mathur, 2009). Des considérations économiques et sanitaires doivent par contre être respectées. Des tubes ondulés, d'acier ou de plastique, représentent généralement l'option la moins onéreuse, mais présentent des inconvénients notables, tel qu'une importante perte de charge qui entraînerait une forte consommation des ventilateurs. De plus, les sillons de ces tubes favorisent l'accumulation d'eau, pouvant mener à une prolifération de bactéries qui dégraderaient la qualité de l'air. Des tubes de plastique lisses sont donc recommandés pour réduire ces risques, et offrent l'avantage d'être résistants à la corrosion. Le polychlorure de vinyle (PVC) et le polyéthylène à haute densité (PEHD) sont deux options possibles. Le PVC peut par contre libérer des émanations nocives pour la santé. De plus, les tubes de PVC semblent coûter plus cher que les tubes de PEHD. Des tubes d'acier ou de fonte seraient une option intéressante en raison de leur plus forte conductivité thermique, mais tel que mentionné précédemment, la faible épaisseur des tubes fait en sorte que l'utilisation de matériaux à forte conductivité thermique n'est pas justifiée. Finalement, des tubes de PEHD annelés à l'extérieur seulement représenteraient une option intéressante puisqu'ils permettent d'augmenter la surface d'échange à l'extérieur du tube. En revanche, leur épaisseur est plus grande et augmente leur résistance thermique, et les raccords de ce type de tube ne sont pas parfaitement étanches, laissant l'installation vulnérable aux infiltrations d'eau et de radon présents dans le sol. Le choix de matériau de tube pour les simulations s'arrête donc sur les tubes lisses de PEHD. Une analyse économique sera par contre réalisée après avoir optimisé la configuration de l'ÉAS pour vérifier si le coût du matériau des tubes influence significativement la rentabilité du système.

2.3.3 Dimensionnement de l'ÉAS pour les cas étudiés

Le caractère diffusif de l'échange thermique avec le sol introduit deux phénomènes dont il est possible de tirer avantage : l'amortissement et le déphasage de l'onde thermique.

D'abord, comme la température du sol à plus grande profondeur est relativement stable, il est possible d'amortir les crêtes de température journalières ou saisonnières, tel que décrit précédemment. Il est alors possible, pour un ÉAS suffisamment long, d'obtenir une température de sortie bien plus stable que la température ambiante. Le déphasage apparaît quant à lui lorsque le pic saisonnier se déplace, faisant en sorte que la température maximale est observée à la fin de l'été ou au début de l'automne, et la température minimale à la fin de l'hiver. Il serait notamment intéressant de tirer profit de ce phénomène pour améliorer les performances de la PàC au début de la saison de chauffage.

L'amortissement journalier serait intéressant si le système à l'essai fonctionnait à une température moyenne à peu près constante toute l'année, ce qui n'est pas le cas ici. Nous nous concentrerons donc sur l'amortissement de l'onde annuelle, c'est-à-dire l'obtention d'une température de sortie qui se rapproche de la température moyenne du sol. Ainsi, il sera possible de réduire l'amplitude de température de sortie par rapport à celle observée pour la température ambiante, permettant de faire fonctionner la PàC à des températures où elle présente une meilleure efficacité. Le Tableau 2-6 montre les diamètres, les surfaces d'échange et les longueurs de tubes nécessaires, de même que la superficie et le volume d'excavation d'un échangeur cylindrique traitant le débit d'air neuf du bâtiment ou de la PàC. Une profondeur d'enfouissement de 3 m est considérée, de même qu'une largeur minimale d'excavation de 1 m ou de deux fois le diamètre du tube. Le débit de 4000 m³/h correspond à celui alimentant l'unité extérieure de la PàC, alors que le débit de 330 m³/h correspond à celui qui alimente le bâtiment en air neuf par l'entremise du VRC. Le cas qui considère le débit de 4000 m³/h sera identifié comme le cas #2 à partir du chapitre 3, alors que le cas traitant 330 m³/h sera identifié comme le cas #3.

Tableau 2-6 Caractéristiques de l'ÉAS traitant le débit de la PaC (cas #2a et 2b) et du bâtiment (cas #3)

# Cas	2a			2b			3		
Q [m ³ /h]	4000			4000			330		
Nb tubes	1			10			1		
Vitesse [m/s]	1	2	4	1	2	4	1	2	4
Diamètre [m]	1,19	0,84	0,59	0,38	0,27	0,19	0,34	0,24	0,17
Q/S [m ³ /h / m ²]	5	7	10	5	7	10	5	7	10
S [m ²]	800	571	400	800	571	400	66	47	33
Longueur [m]	214	216	214	68	68	68	61	62	61
Largeur [m]	7,2	6,8	6,6	63,8	62,7	61,9	6,3	6,2	6,2
A _{emprise} [m ²]	1539	1480	1412	4317	4285	4189	390	388	379
V _{excavation} [m ³]	1528	1091	764	2031	2052	2031	184	186	184

En considérant un débit d'air de 4000 m³/h (2400 CFM) traversant un seul tube pour alimenter le serpentin extérieur de la PaC, et les vitesses recommandées de 1, 2 et 4 m/s, on obtient des diamètres de 1,19, 0,84 et 0,59 m, et des surfaces d'échange de 800, 571, et 400 m². Ces valeurs se traduisent par une longueur de tube d'un peu plus de 200 m, rendant la réalisation d'un échangeur à un seul tube cylindrique difficile. Il est par contre possible de réaliser un serpentin avec ce tube afin de permettre l'installation dans un terrain plus petit, alors que la superficie de terrain nécessaire serait d'environ 1500 m². Les tubes parallèles devraient alors être espacés de 6 m. Il est aussi possible de distribuer la surface d'échange sur plusieurs tubes de plus faible diamètre pour réaliser l'échangeur cylindrique sous la forme d'une boucle de Tichelmann, ou à retour renversé. Ainsi, dix tubes espacés de 6 m chacun permettraient théoriquement d'obtenir des performances semblables. Les diamètres de tubes seraient alors de 0,38, 0,27 et 0,19 m, pour les vitesses de 1, 2 et 4 m/s. Comme les tubes sont plus petits, ils présentent une surface d'échange moins importante sur leur périmètre, ce qui demande d'avoir une longueur totale plus grande. Le champ occuperait alors une surface plus grande, avec des dimensions de 68 m de longueur et 60 m de largeur, soit un peu plus de 4000 m². Cette superficie étant rarement observée pour les terrains à vocation résidentielle, il

serait plus cohérent de considérer un échangeur plan, soit une boucle de Tichelmann avec des tubes plus rapprochés. En considérant un facteur S/Q de 1/1, tel que présenté au Tableau 2-5, une surface d'échange de 2000 m² suffirait à l'amortissement annuel, soit la moitié de ce qui serait nécessaire pour les tubes espacés. Cette superficie demeure tout de même plus élevée qu'avec l'utilisation d'un seul tube configuré en serpentín. Ainsi, un échangeur cylindrique d'un seul tube de 0,6 m de diamètre et 210 m de longueur disposé en serpentín semble être la meilleure option. Le scénario avec une nappe de dix tubes sera tout de même étudié pour permettre une comparaison en termes économiques, puisque des tubes de plus faible diamètre seront moins dispendieux. De plus, si les dix tubes étaient plus rapprochés, la superficie totale du champ pourrait être réduite. La Figure 2-9 montre l'allure de l'ÉAS monotube (cas #2a) et à boucle de Tichelmann (cas #2b) par rapport au bâtiment.

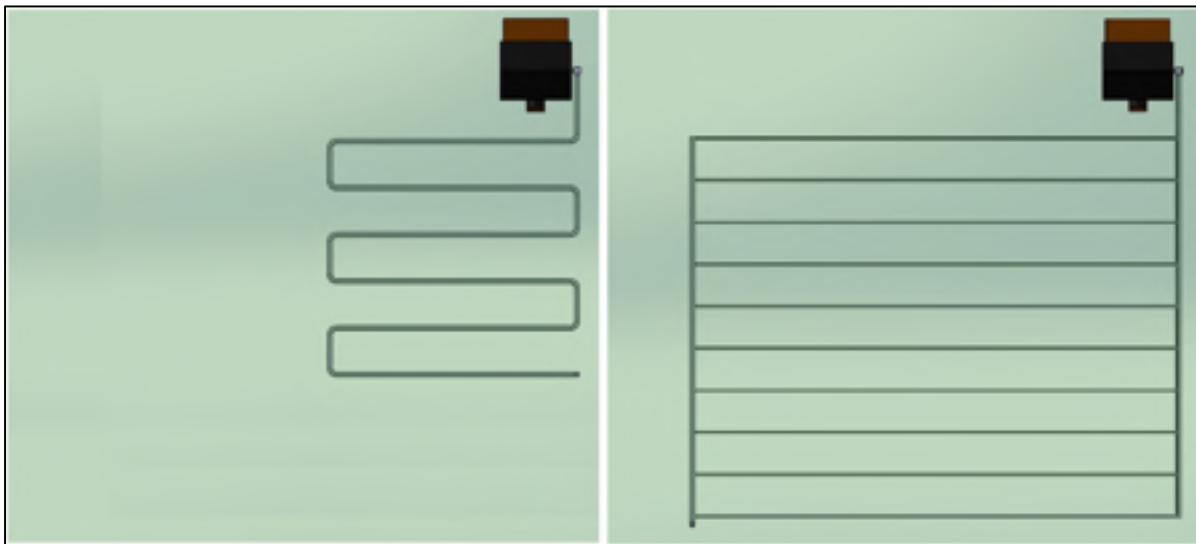


Figure 2-9 Comparaison de la grandeur du cas #2a (à gauche) et du cas #2b (à droite)

Pour traiter le débit d'air neuf du bâtiment de 330 m³/h avec le VRC (cas #3), un échangeur de 0,17 à 0,34 m de diamètre et 60 m de long suffirait. Il est encore une fois possible de réaliser un serpentín espacé de 6 m, comme pour le cas #2a. Pour limiter les coûts d'excavation, le cas #3 considérera une installation autour de la fondation du bâtiment. Par contre, en considérant les dimensions extérieures du bâtiment, la longueur d'un échangeur faisant le tour des fondations ne pourrait dépasser 40 m. Ce cas sera donc étudié pour

observer l'influence d'une longueur plus faible sur les performances de l'ÉAS pour ce cas particulier. La Figure 2-10 montre l'ÉAS entourant la fondation du bâtiment. La PàC est toujours présente pour fournir du chauffage et du refroidissement du bâtiment.

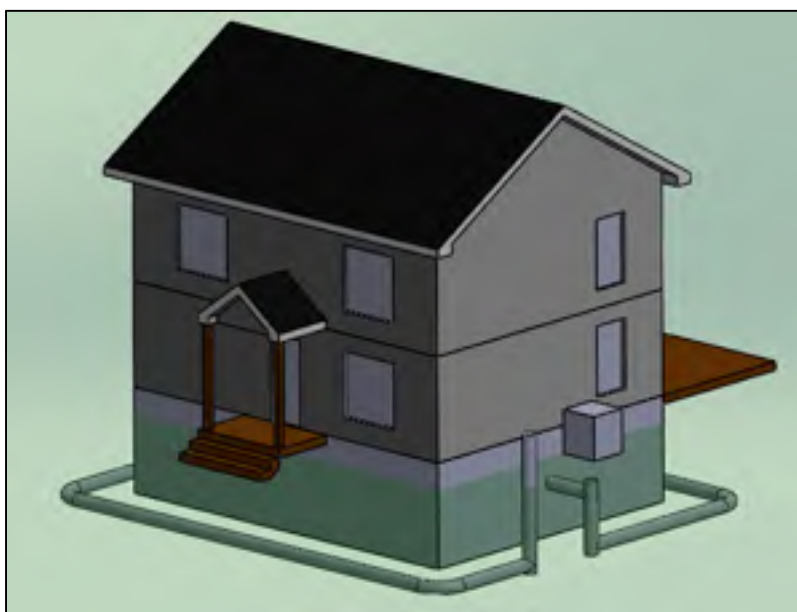


Figure 2-10 ÉAS entourant la fondation du bâtiment

Le déphasage de l'onde saisonnière serait bien sûr une voie intéressante à adopter car il permettrait de restituer à la PàC, lors de la saison hivernale, la chaleur accumulée en été dans le sol qui entoure l'ÉAS. Par contre, les règles de dimensionnement formulées par Hollmuller (2002) limitent cette prestation thermique en raison des grandes surfaces d'échanges nécessaires. Ainsi, un échangeur cylindrique doté d'un seul tube demanderait une longueur dix fois plus grande que pour l'amortissement annuel. Si un échangeur plan constitué de tubes rapprochés était considéré, il demanderait une surface d'échange cinq fois plus grande que pour l'amortissement annuel, soit 10 000 m². De plus, les valeurs proposées par Hollmuller (2002) tiennent compte d'une hypothèse de condition adiabatique aux frontières extérieures du volume de contrôle qui est fautive dans un cas réel. Pour obtenir une telle condition aux bords, le volume d'emprise de l'échangeur devrait alors être entièrement isolé.

Le Tableau 2-7 montre les caractéristiques principales des principaux cas étudiés. Le cas #1 sera le cas de référence simulant le bâtiment, la PàC et le VRC, sans ÉAS. Comme décrit précédemment, les cas #2a et 2b traitent le débit alimentant la PàC avec un ÉAS monotube et à dix tubes en boucle de Tichelmann, respectivement. Le cas #3 traite, quant à lui, le débit d'air neuf du bâtiment avec un ÉAS monotube qui entoure la fondation du bâtiment. Finalement, les cas #4a et 4b sont des cas hybrides basés sur le cas #2 et qui traitent à la fois le débit de la PàC et apporte de l'air neuf au bâtiment pour réaliser un refroidissement gratuit en période estivale. Ces cas principaux seront comparés au chapitre 3.

Tableau 2-7 Caractéristiques des cas étudiés

# de cas	Configuration d'ÉAS			Alimentation			Type de dégivrage	
	Monotube	10 tubes	Autour du bâtiment	PàC	VRC	Débit [m ³ /h]	Fixe	Variable
1							X	X
2a	X			X		4000	X	X
2b		X		X		4000	X	X
3			X		X	330	X	
4a				X		5700	X	
4b				X	X	6030	X	X

Le Tableau 2-8 montre quant à lui les paramètres qui seront étudiés pour caractériser le dimensionnement de l'ÉAS. L'étude paramétrique qui en découle sera présentée au chapitre 4.

Tableau 2-8 Paramètres étudiés pour la caractérisation de l'ÉAS

# de cas	Longueur	Diamètre (vitesse)	Profondeur	Nombre de tubes	Distance entre les tubes	Distance de la fondation
2a	X	X	X			
2b	X	X	X	X	X	
3		X				X

2.4 Ventilateur-Récupérateur de chaleur

Le VRC est un appareil servant à recueillir la chaleur provenant de l'air vicié du bâtiment pour la restituer à l'air neuf qui y est admis pour le préchauffer. Ce fonctionnement a pour effet de réduire la charge de chauffage liée à l'air neuf et il est par ailleurs obligatoire d'installer un VRC dans les constructions récentes, mieux isolées et étanchéifiées. Le système de VRC intègre principalement deux ventilateurs, un pour chaque flux d'air, et un noyau de transfert thermique généralement fait de plastique pour les applications résidentielles. Des filtres sont aussi présents pour retenir les impuretés présentes tant dans l'air vicié que l'air neuf. La Figure 2-11 montre un schéma de principe d'un VRC. On peut y constater que la circulation des flux d'air neuf et vicié se fait simultanément. L'air frais est admis dans un conduit isolé, puis filtré avant de traverser le noyau d'échange, où il extrait la chaleur du flux d'air vicié provenant des pièces de vie du bâtiment, de même que des pièces où l'air humide doit être extrait, comme les salles de bain et la salle de lessive. Cet air est généralement plus chaud et humide que l'air neuf, ce qui entraîne la formation de condensat lorsqu'il est refroidi dans le noyau d'échange. Ces condensats sont donc évacués au moyen d'un tube relié à la plomberie d'évacuation du bâtiment. Une fois qu'il a traversé le noyau d'échange, l'air neuf est distribué dans le bâtiment par un réseau de gaines indépendant, ou par le réseau du générateur d'air chaud. L'air vicié est quant à lui rejeté à l'extérieur, par une bouche localisée à au moins 1,8 m (6 pi) de la bouche d'alimentation.

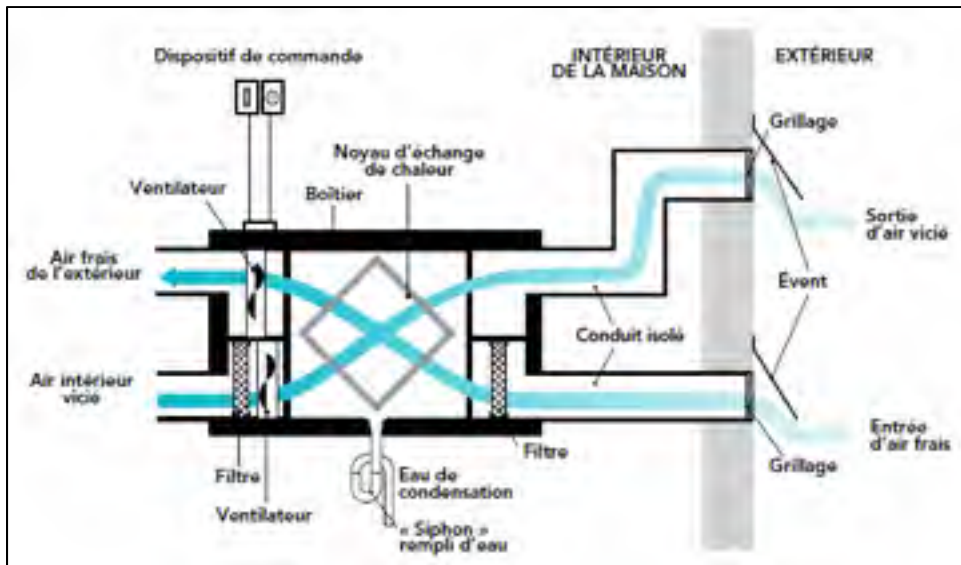


Figure 2-11 Éléments d'un système de ventilation à VRC
Tirée de Ressources Naturelles Canada (2012)

Le système doit en outre être commandé pour régler le fonctionnement du VRC en fonction des besoins de ventilation. Cette commande est généralement mise en marche manuellement lorsque le VRC doit extraire l'air humide d'une salle de bain ou d'une salle de lessive, ou encore réglée à un taux d'humidité maximal que le VRC tente de maintenir par un fonctionnement à haute ou basse vitesse. Le VRC est assorti d'une efficacité qui est bien entendu inférieure à 100 %, faisant en sorte que l'air neuf ne peut qu'être préchauffé dans ce dispositif. Pour être certifiés Energy Star et être admissibles pour la norme Novoclimat 2.0, les VRC doivent présenter une efficacité de récupération de la chaleur sensible (ERS) de 65 % à 0 °C et 60 % à -25 °C (Ressources Naturelles Canada, 2012). Il sera ici considéré que l'efficacité du VRC varie linéairement entre -25 °C et 0 °C, et qu'elle restera stable au-delà de ces valeurs, c'est-à-dire 60 % sous -25 °C et 65 % au-dessus de 0 °C.

Les VRC sont, comme les PaC, sujets au givrage lorsque les températures extérieures chutent sous -5 °C (Ressources Naturelles Canada, 2012). Ainsi, lorsque l'air vicié humide traverse le noyau d'échange et que ce dernier est sous le point de congélation, l'humidité qui s'y condense gèle et obstrue le noyau d'échange. Le VRC doit alors être actionné en mode de

dégivrage, qui consiste à dériver l'apport d'air frais pour que l'air vicié puisse dégivrer le noyau d'échange.

CHAPITRE 3

COMPARAISON DES CAS DE RÉFÉRENCE

3.1 Environnement TRNSYS

Le logiciel TRNSYS (pour TRaNsient SYstem Simulation) permet la simulation de divers systèmes énergétiques et a d'abord été développé pour la simulation de systèmes solaires thermiques et photovoltaïques. Ses applications incluent aussi la simulation de bâtiments à faible consommation d'énergie et de système CVCA. Son environnement de travail, Simulation Studio, permet la combinaison de plusieurs composantes, nommées proformas, pour construire une représentation d'un système réel. Les types de composantes sont identifiés par un code numérique qui leur est propre. Une fois tous les liens tracés entre les composantes, le moteur de simulation résout le fichier d'entrée (*input file*) de façon itérative pour ensuite permettre le traitement des résultats de façon interne, à l'aide d'un outil traceur (*plotter*), ou externe, avec un fichier de résultats pouvant être lu par un autre logiciel, tels Matlab, Excel ou Python.

Pour les besoins des simulations ici considérées, les composantes principales suivantes seront utilisées : un fichier météorologique (type 15), un bâtiment multizone (type 56), un VRC (type 760), une PàC (type 954) et un ÉAS (type 460).

3.2 Bâtiment

Tel que décrit au chapitre précédent, le bâtiment multizone considéré est une résidence unifamiliale de 3 chambres à coucher et de 200 m² de superficie habitable, construite en accord avec les requis de la norme Novoclimat 2.0.

La Figure 3-1 montre l'allure de l'interface Simulation Studio de TRNSYS pour cette simulation. On peut y constater la présence du bâtiment (type 56), du fichier météorologique (type 15), du VRC et de divers contrôles et équations.

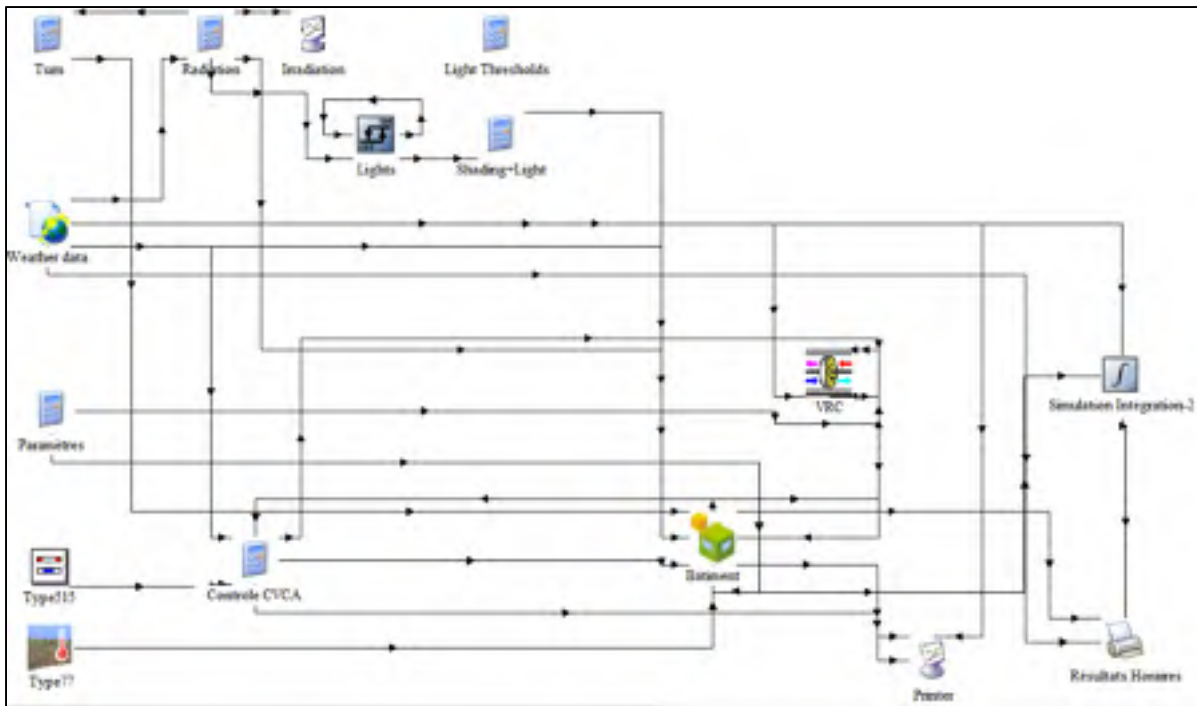


Figure 3-1 Schéma TRNSYS de la simulation initiale du bâtiment

Cette simulation initiale montre un pic de puissance en chauffage de 7,4 kW, alors qu'il est de 5,4 kW en climatisation. La demande annuelle pour les étages est quant à elle de 7205 kWh en chauffage et 2668 kWh en refroidissement. À titre de comparaison, les calculs théoriques présentés au chapitre précédent donnaient des charges maximales de 7,6 et 4,6 kW en chauffage et en refroidissement, respectivement. La demande annuelle calculée était, pour sa part, de 8747 kWh en chauffage et 3485 kWh en refroidissement. Finalement, le sous-sol présente une charge maximale de chauffage de 1,08 kW et une demande annuelle de 2350 kWh. Il est donc possible de constater que l'ordre de grandeur des résultats de simulation obtenus est cohérent avec les calculs théoriques. Il est à noter que la simulation considère la ventilation naturelle (ouverture des volets des fenêtres) pour réduire la demande de refroidissement, ce que les calculs théoriques n'incluent pas. La Figure 3-2 montre la demande mensuelle du bâtiment, où il est possible de constater un écart important entre la demande annuelle de chauffage et de climatisation, qui s'explique entre autres par les températures hivernales qui sont beaucoup plus éloignées du point de consigne. Comme le chauffage est généralement pourvu par des plinthes électriques au Québec, un COP de 1 est

considéré, alors qu'un COP saisonnier d'environ 3 peut être considéré pour la climatisation réalisée au moyen d'une PàC. La consommation totale d'électricité en chauffage et en climatisation se chiffre à environ 10 500 kWh. Les valeurs obtenues correspondent d'ailleurs à ce que Hydro-Québec (2016) donne pour des bâtiments résidentiels, alors qu'une consommation totale annuelle moyenne de 26 484 kWh est mentionnée pour les bâtiments résidentiels moyens, dont une proportion de 54 % est attribuable au chauffage et à la climatisation des espaces, soit 14 300 kWh. Il ne faut cependant pas oublier que cette moyenne comprend les consommations de tous les bâtiments résidentiels, incluant des bâtiments plus vieux et donc plus énergivores, alors que le bâtiment ici simulé est plus efficace. De plus, la consommation annuelle spécifique du bâtiment simulé est de 52 kWh/m² pour le chauffage et le refroidissement, alors que celle d'un bâtiment unifamilial moyen serait de 152 kWh/m² (Ressources naturelles Canada, 2016).

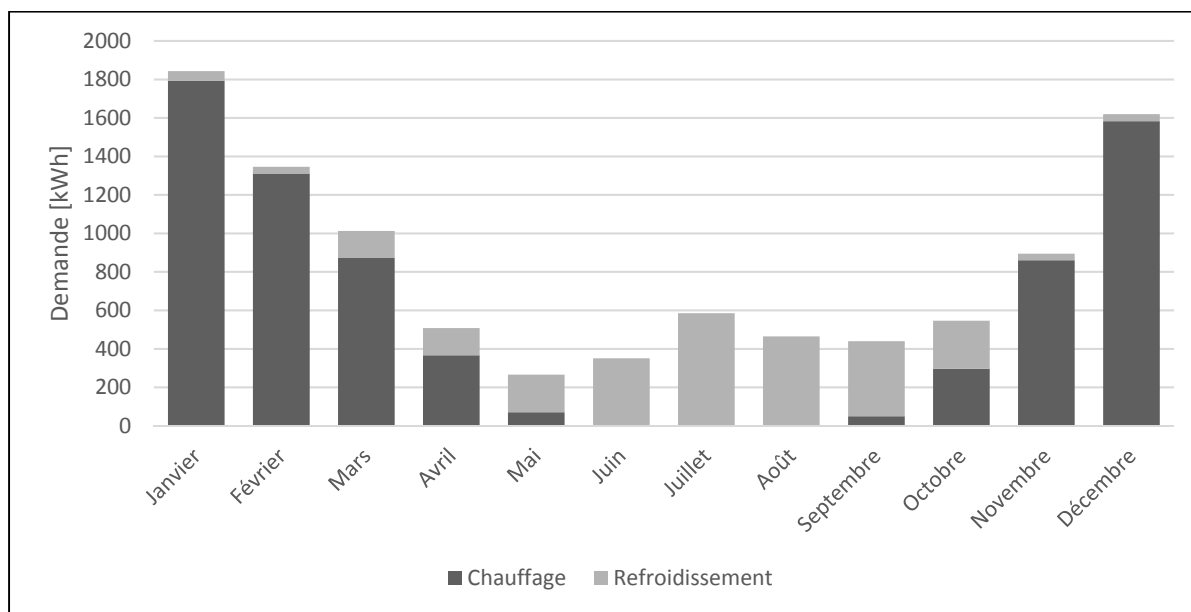


Figure 3-2 Demande mensuelle de chauffage et de refroidissement du bâtiment de référence

3.3 Échangeur air-sol

L'ÉAS est étudié sous deux configurations principales, soit l'alimentation de la PàC à un débit de 4000 m³/h (cas #2) et l'alimentation de l'air neuf du bâtiment à un débit constant et

continu de 330 m³/h (cas #3). Tel que mentionné au chapitre précédent, des différences peuvent être observées entre ces deux débits, notamment puisque le débit alimentant la PàC est intermittent et qu'il est plusieurs fois plus élevé que celui alimentant le bâtiment en air neuf. En étudiant la possibilité de réaliser un cycle économiseur à l'aide de l'ÉAS (cas #4), le débit alimentant le bâtiment en air neuf pourra aussi être augmenté.

3.3.1 Amortissement de l'onde saisonnière

Un échangeur à un seul tube cylindrique (cas #2a) de 0,6 m (24 po) de diamètre et 210 m de longueur, enfoui à 3 m de profondeur est d'abord étudié pour l'alimentation de la PàC. Un débit constant de 4000 m³/h est considéré pour valider les règles de pré-dimensionnement présentées au chapitre précédent. Un coefficient convectif de 20 W/m²-K est considéré à la surface du sol, donnant une résistance thermique équivalente de 0,015 m²-K-hr/kJ (Thiers et Peuportier, 2007). La Figure 3-3 montre la température d'entrée (ambiante) et de sortie de l'ÉAS, de même que la température moyenne du sol autour du tube au milieu de l'ÉAS. Il est à noter que la simulation a été réalisée sur deux années pour confirmer les conditions initiales du système. On peut remarquer que la température en sortie de l'ÉAS est plus stable, avec une étendue de 35,5 °C, contre 60,6 °C pour la température ambiante. Il est ainsi possible d'affirmer que ce dimensionnement permet d'amortir l'onde saisonnière de 40 %. La température du sol, qui se trouverait à être la température théorique de sortie d'un très long ÉAS ou d'un très faible débit, varie quant à elle de 16,8 °C pendant l'année, soit une étendue deux fois plus faible encore que la température de sortie actuelle. Tant la température à l'entrée et à la sortie de l'ÉAS que la température du sol présentent une moyenne annuelle de 6 °C environ. Cela est bien sûr cohérent avec le fait que la température de l'air est définie comme température de surface du sol, sans tenir compte des effets du rayonnement solaire.

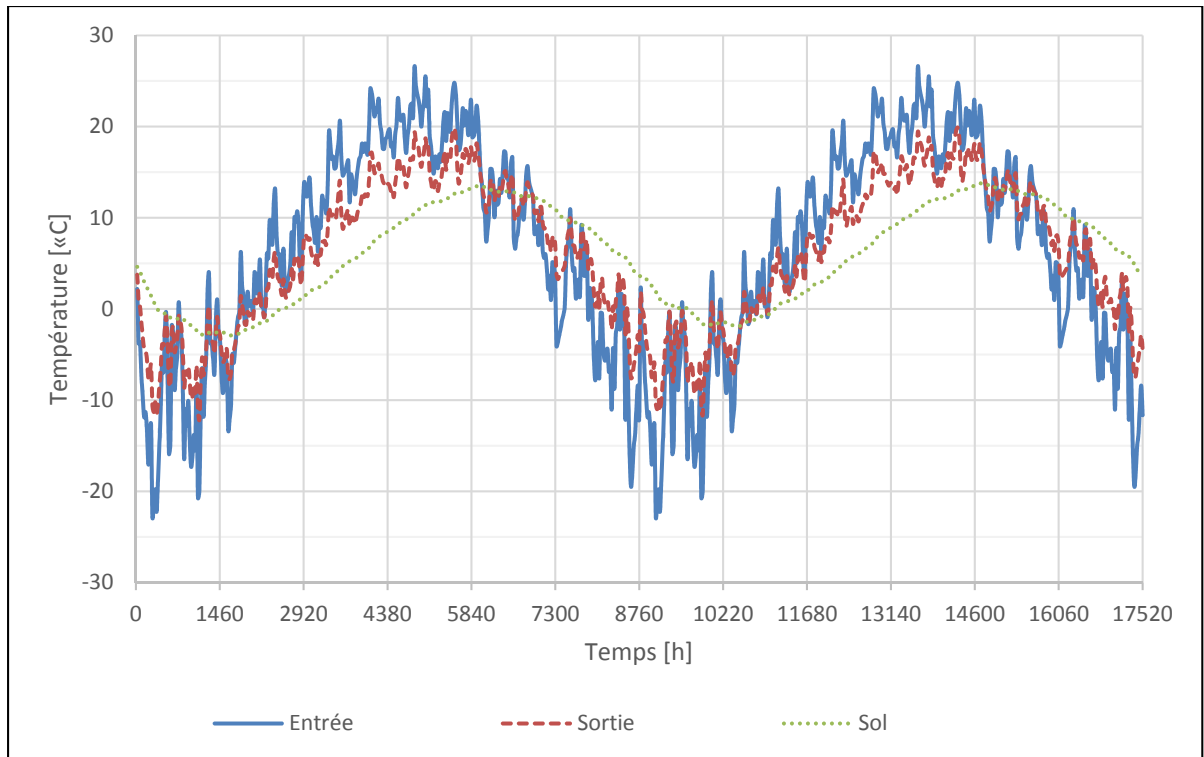


Figure 3-3 Températures moyennes journalières à l'entrée et à la sortie de l'ÉAS. Débit constant de 4000 m³/h

En observant davantage la température de sortie en entre saison (Mars à mai et septembre, 1400 à 3600 et 5800 à 6500 heures), tel que visible à la Figure 3-4, on constate pour ces périodes que la température de sortie est alors désavantageuse puisque l'air est refroidi alors qu'on cherche à chauffer le bâtiment. La PaC devrait plutôt puiser la chaleur de l'air ambiant pendant ces périodes. Ces résultats concordent avec les conclusions de Hollmuller (2002), et Loyau (2009), qui soutiennent que l'ÉAS doit être dérivé en entre saison en raison d'un fonctionnement intempestif.

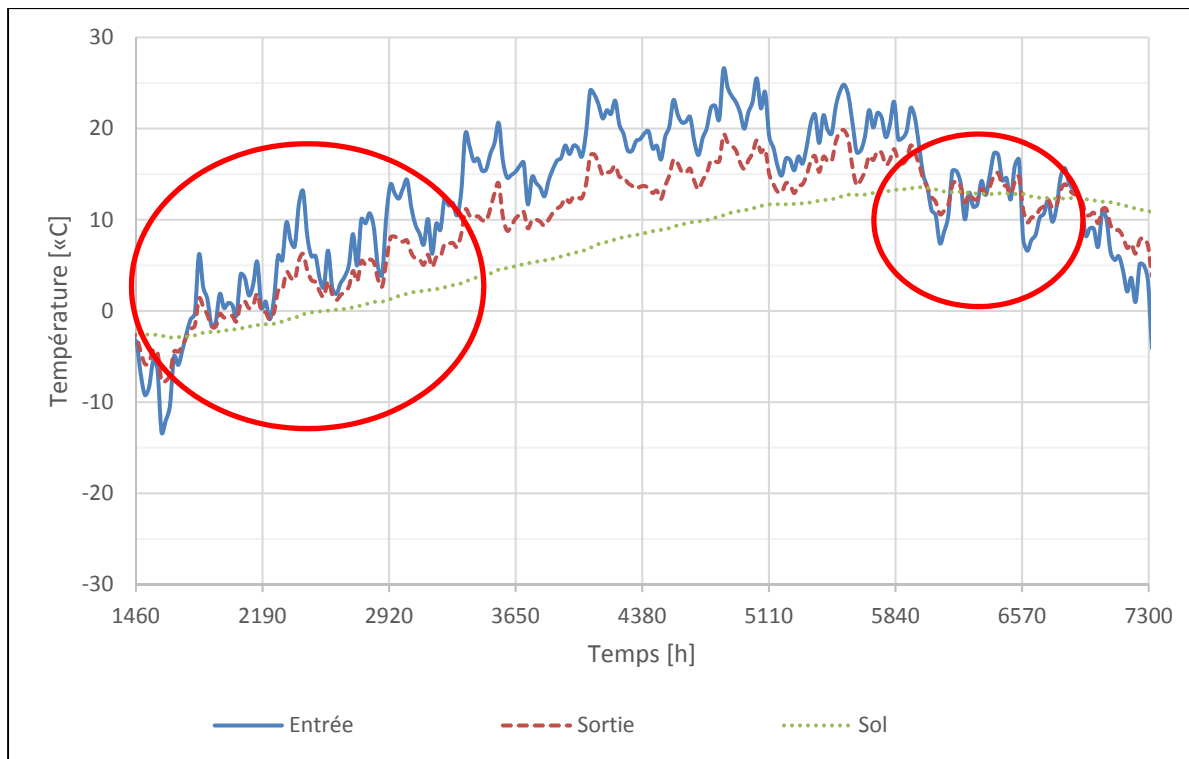


Figure 3-4 Températures moyennes journalières à l'entrée et à la sortie de l'ÉAS de mars à octobre. Débit constant de $4000 \text{ m}^3/\text{h}$

Le second scénario étudié consiste en un échangeur formé d'une boucle de Tichelmann de dix tubes (cas #2b) de 0,2 m (8 po) de diamètre et éloignés de 6 m. Une longueur de tube de 68 m est considérée.

Une simulation initiale de l'ÉAS du cas #2b montre une étendue de $37,7^\circ\text{C}$ pour la température de sortie, soit un amortissement légèrement moins important que pour l'échangeur monotube. La Figure 3-5 montre une comparaison des températures de sortie des cas #2a et 2b. On peut y remarquer que bien que l'étendue soit semblable en température de sortie pour ces deux configurations, la configuration à un seul tube présente des températures de sortie plus faibles en période estivale. L'effet des paramètres du dimensionnement des cas #2a et 2b sera étudié au chapitre 4.

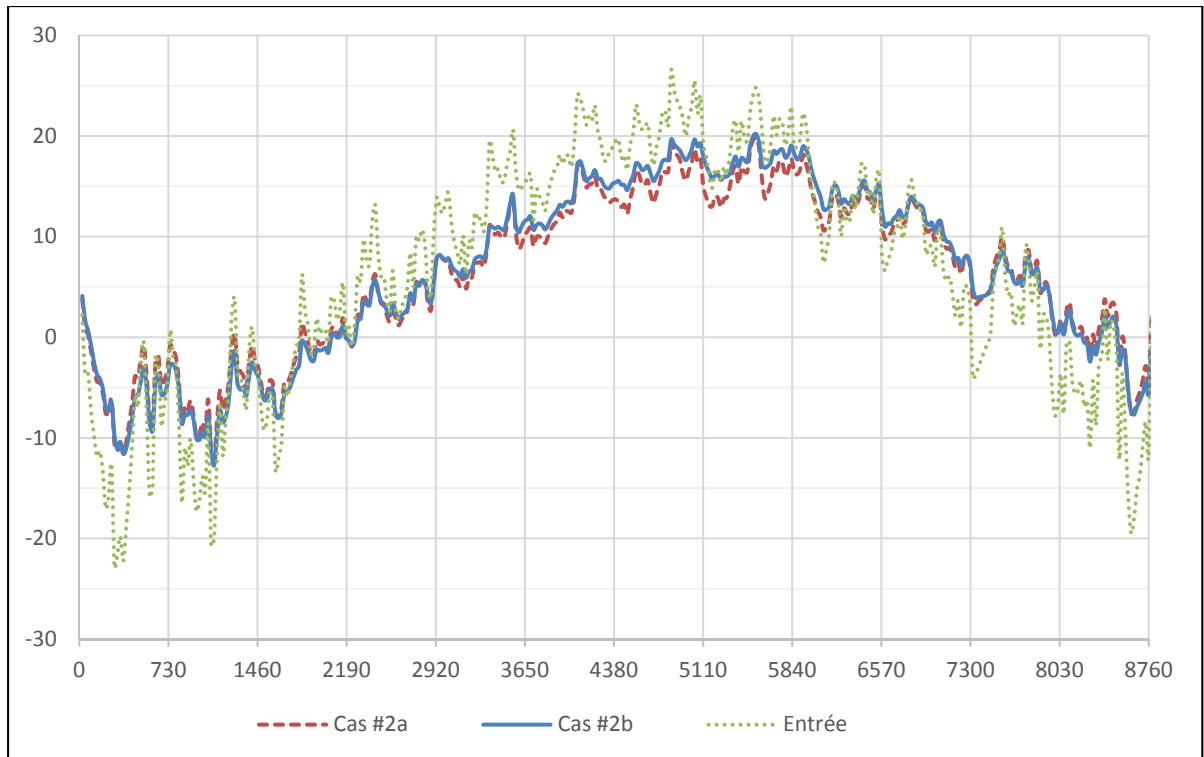


Figure 3-5 Températures moyennes journalières à la sortie de l'ÉAS pour le cas #2a et 2b.
Débit constant de 4000 m³/h

Pour le cas #3, traitant du débit d'air neuf du bâtiment, un ÉAS constitué d'un tube 0,17 m (7 po) de diamètre et de 40 m de longueur, enfoui à 2 m de profondeur, est simulé avec un débit constant de 330 m³/h. L'étendue en sortie est de 40,2 °C, soit un amortissement de 34 %. Il importe de rappeler que cette configuration d'ÉAS est sous-dimensionnée par rapport à la longueur recommandée par les règles de pré-dimensionnement, soit 60 m. Il est aussi à une profondeur inférieure à 3 m pour mieux représenter la profondeur réelle d'installation lorsque cet ÉAS serait installé au pourtour de la fondation du bâtiment.

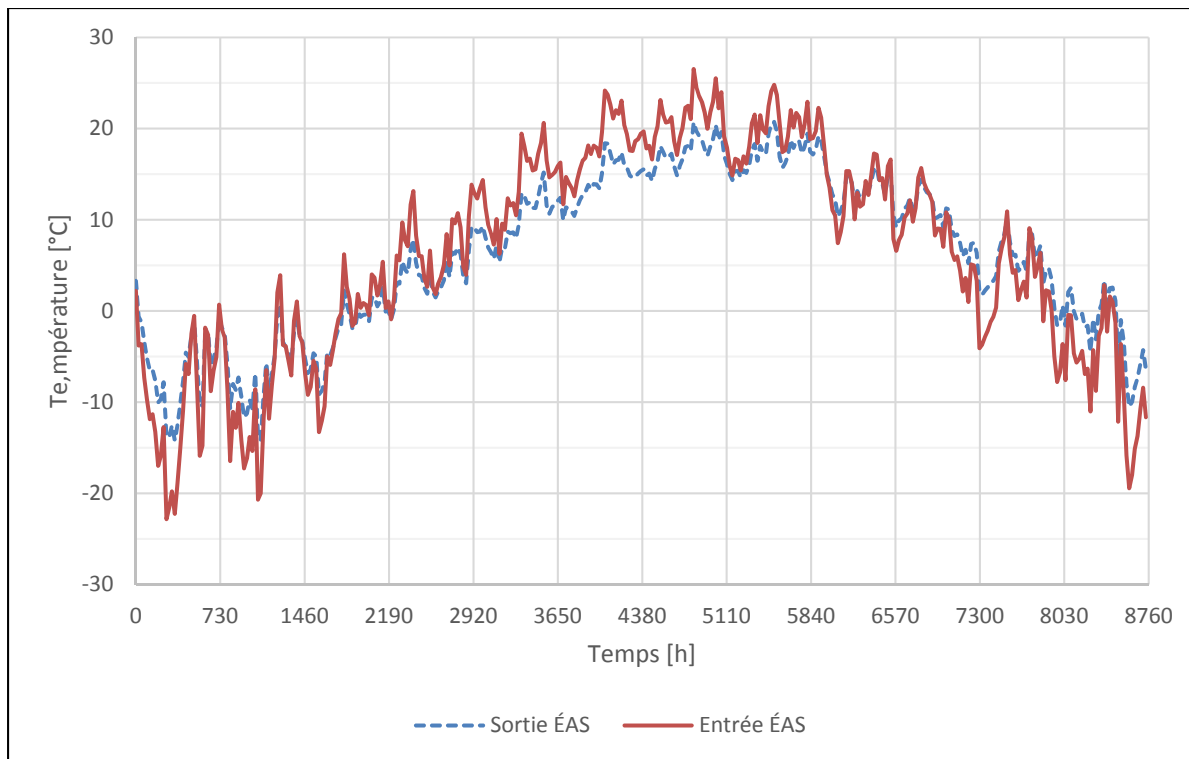


Figure 3-6 Températures moyennes journalières à l'entrée à la sortie de l'ÉAS.
Débit constant de 330 m³/h

3.4 Cas #1 - Bâtiment et pompe à chaleur

La PàC est ici jumelée au bâtiment simulé à la section 3.2 pour établir un cas de référence en vue du couplage avec l'ÉAS pour alimenter le serpentin extérieur de la PàC. La PàC est simulée au moyen du composant 954 de la bibliothèque TRNSYS. Il s'agit d'un modèle de PàC avec compresseur à simple vitesse. Deux fichiers décrivant les performances de la PàC sont associés au modèle, soit un pour le chauffage et un pour la climatisation. Ces fichiers contiennent des valeurs normalisées de PàC typiques, facilitant le dimensionnement de l'unité pour une vaste gamme de projets. Les performances de la PàC sont ainsi obtenues en multipliant les performances nominales par les facteurs normalisés des fichiers.

Le dégivrage est aussi traité à ce stade en forçant la PàC en mode climatisation lorsque la température est sous 6 °C et que la PàC fonctionne en chauffage. À titre de comparaison, le bâtiment et la PàC sont simulés avec et sans dégivrage. Les types de dégivrage utilisés sont

ceux définis au chapitre 3, soit le dégivrage fixe, qui emploie une minuterie à intervalle d'une heure et un temps de dégivrage de 12 minutes, pour modéliser les contrôleurs souvent retrouvés sur les PàC actuellement sur le marché; et le dégivrage variable, qui emploie une minuterie dont l'intervalle et le temps de dégivrage varient selon les conditions de température et d'humidité relative de l'air, pour représenter le dégivrage sur demande de la PàC.

Il est par ailleurs possible de constater, au Tableau 3-1, que le dégivrage fixe entraîne une consommation électrique supplémentaire de près de 1693 kWh annuellement pour le chauffage, soit une hausse de 39 %. De cette hausse, 735 kWh sont attribuables au travail du compresseur de la PàC en dégivrage, et 957 kWh sont attribuables à l'énergie supplémentaire déployée par le chauffage auxiliaire en remplacement de la PàC. Le dégivrage variable mène à une hausse un peu moins importante de la consommation du bâtiment, soit de 37 %.

Tableau 3-1 Consommations du bâtiment sans dégivrage
et avec dégivrage fixe ou variable

Cas	PàC sans dégivrage	PàC avec dégivrage fixe	PàC avec dégivrage variable
Demande annuelle [kWh]			
Chauffage	8081	8245	8250
Refroidissement	2453	2454	2456
Apport de chauffage [kWh]			
PàC	5645	4422	4452
Appoint	2436	3823	3798
Consommation d'énergie [kWh]	4980	6638	6591
PàC en chauffage	1944	1514	1525
Chauffage total	4380	5337	5324
Refroidissement	566	566	567
Dégivrage	-	735	665
COP PàC en chauffage	2,90	2,92	2,92
COP global en chauffage	1,85	1,54	1,55
COP global chauffage + dégivrage	-	1,36	1,38
COP PàC en refroidissement	4,33	4,33	4,33
Heures de fonctionnement			
Sous 6 °C	4066	4066	4066
Entre 0 et 6 °C	1319	1319	1319
Sous -15 °C (Chauffage d'appoint)	375	375	375
Conditions de givrage	1142	880	869
Dégivrage	-	553	500

On peut aussi constater que le chauffage auxiliaire doit fonctionner seul pendant 375 heures où la température extérieure est sous - 15 °C. De plus, la PàC doit fonctionner en dégivrage pendant plus de 500 heures, et le chauffage auxiliaire doit encore une fois prendre le relais.

La baisse de performance en chauffage de la PàC en raison des cycles de dégivrage est significativement plus élevée que les résultats de Januševičius et Streckienė (2015) et de Vocale et al. (2014), alors que le COP saisonnier baisse de 26 %, par rapport à des baisses de 13 % et 15,9 % pour les auteurs, respectivement. Cet écart important peut s'expliquer par le fait que le dégivrage à temps fixe est ici considéré de - 15 à 6 °C, alors que Vocale et al. (2014) le considéraient de 0 à 6 °C seulement. Considérant un nombre d'heures quatre fois moins grand entre 0 et 6 °C qu'entre - 15 et 6 °C, on peut estimer que la hausse de consommation due au dégivrage serait elle aussi quatre fois moins élevée, soit environ 8 %, et que le COP baisserait d'environ 19 %. Lorsque le dégivrage à temps variable est considéré, les différences de consommations sont très semblables, laissant croire que l'hypothèse du fonctionnement à intervalle et temps fixes pour le dégivrage est plausible.

3.5 Cas #2 - Bâtiment, pompe à chaleur et échangeur air-sol

La présente section vise à caractériser l'apport d'énergie de l'ÉAS lorsqu'on y fait passer l'air qui alimente le serpentin extérieur de la PàC. On peut s'attendre à ce que le rendement saisonnier en chauffage et en climatisation soit augmenté par le fait que la PàC fonctionnera à rendement plus élevé. De plus, l'augmentation de la température de l'air pour le chauffage promet de réduire le nombre d'heures sous - 15 °C, température à laquelle la PàC s'arrête et où les résistances auxiliaires doivent être alimentées. Les deux configurations d'ÉAS présentées précédemment sont ici identifiées comme le cas #2a (ÉAS monotube) et le cas #2b (ÉAS à dix tubes). L'effet du dégivrage sera aussi abordé, en étudiant d'abord le dégivrage fixe, puis le dégivrage variable. La Figure 3-7 montre l'interface Simulation studio de TRNSYS pour ce cas de couplage, alors que la Figure 3-8 montre le couplage ÉAS-PàC avec prise d'air frais optionnelle qui peut être utilisée pour refroidir le bâtiment directement.

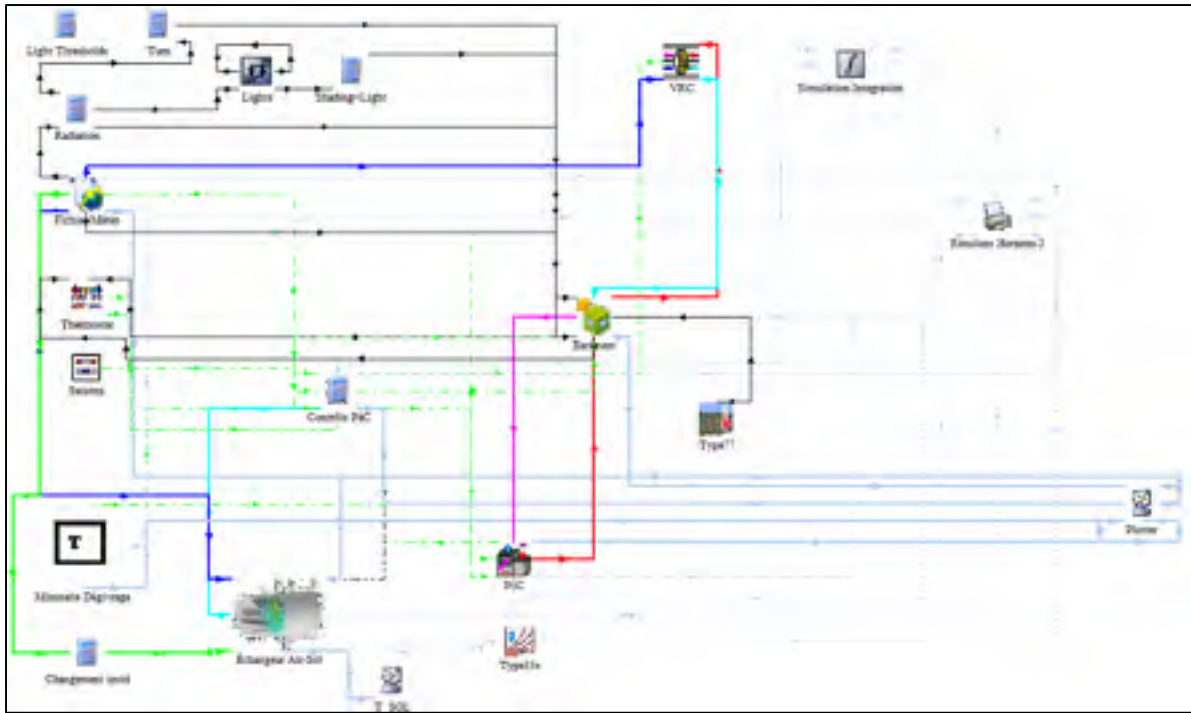


Figure 3-7 Schéma TRNSYS du couplage ÉAS-PàC

Une séquence de contrôle est ajoutée à la simulation de façon à bénéficier de la température d'alimentation la plus avantageuse selon le mode de fonctionnement du système. Ainsi, si le système fonctionne en refroidissement, la température la plus faible entre l'air ambiant et la sortie de l'ÉAS est priorisée, alors que la température la plus élevée est choisie lors du fonctionnement en chauffage.

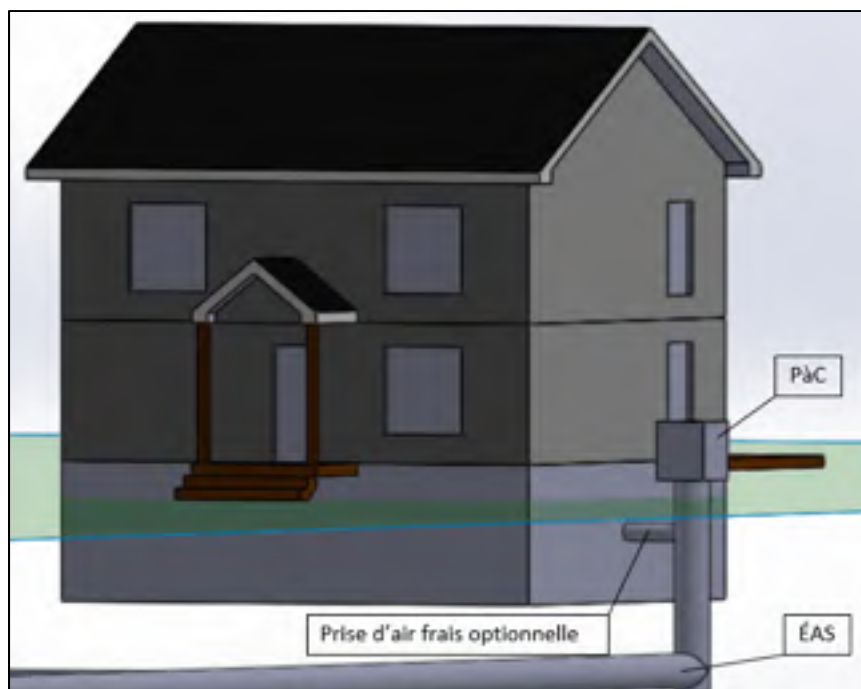


Figure 3-8 Couplage ÉAS-PàC avec prise d'air frais optionnelle

Pour l'analyse initiale des résultats, les cas pré-dimensionnés présentés précédemment sont étudiés. Le Tableau 3-2 montre une comparaison des résultats du bâtiment de référence sans ÉAS (cas #1), du couplage de l'ÉAS monotube (cas #2a) et de celui à boucle de Tichelmann à 10 tubes (cas #2b). On peut y constater que, tel que prévu, les deux configurations d'ÉAS permettent d'atteindre des performances très semblables, alors que les baisses de consommations sont à toute fin pratique identiques, avec un léger avantage pour le cas #2a.

Tableau 3-2 Consommations annuelles du bâtiment de référence et des deux configurations d'ÉAS initiales. Dégivrage fixe

Consommation [kWh]	Cas #1	Cas #2a	Cas #2b
Chauffage	5337	4290	4323
Dégivrage	735	720	715
Chauffage et dégivrage	6072	5011	5039
Refroidissement	566	506	507

On peut constater que la consommation en chauffage est réduite de près de 20 % grâce au couplage ÉAS-PàC. En outre, on peut constater que la consommation liée au dégivrage fixe ne varie que très peu, si bien que la consommation combinée du chauffage et du dégivrage présente une baisse un peu moins importante, soit 17 %. Cela peut être expliqué par le fait que bien que la température à la sortie de l'ÉAS augmente, elle ne peut être plus élevée que celle du sol, donc généralement sous 6 °C. Ainsi, la température de sortie est généralement sous le seuil de déclenchement du dégivrage, sauf au début de la saison de chauffage, où il est possible de tirer profit de la chaleur rejetée dans le sol pendant l'été.

Si par contre on considère le dégivrage variable, on obtient des résultats nettement plus avantageux, tel que présenté au Tableau 3-3. On peut constater que la consommation du chauffage baisse de 34 % et que la consommation liée au dégivrage chute de 66 %. La consommation combinée du chauffage et du dégivrage présente une baisse significative de 37 %. La raison qui explique ce gain significatif réside dans le contrôle du dégivrage basé sur la température et sur l'humidité relative. En effet, bien que la température de sortie de l'ÉAS soit généralement sous 6 °C, son humidité relative se trouve à chuter puisque l'air se réchauffe sans gain d'humidité dans l'ÉAS et en ressort donc avec une humidité relative moins élevée. Cet air plus sec fait donc en sorte que le givre apparait soit moins rapidement, ou encore pas du tout, dans les cas où l'humidité relative est de moins de 55 %, en accord avec les conclusions de Guo et Chen (2008). Ainsi, tout porte à croire que le couplage de l'ÉAS et de la PàC doit se faire en considérant une minuterie de dégivrage qui tient compte

des conditions réelles d'opération de la PàC, sans quoi les économies d'énergie sont moins importantes.

Tableau 3-3 Consommations annuelles du bâtiment de référence et des deux configurations d'ÉAS initiales. Dégivrage variable

Consommation [kWh]	Cas #1	Cas #2a	Cas #2b
Chauffage	5324	3518	3506
Dégivrage	665	226	215
Chauffage et dégivrage	5988	3743	3721
Refroidissement	567	507	507

3.6 Cas #3 - Bâtiment et échangeur air-sol

Cette simulation vise à caractériser les économies d'énergies envisageables par la combinaison d'un ÉAS alimentant seulement l'air neuf du bâtiment par le biais du VRC. Cette méthode est celle actuellement utilisée pour réaliser le préchauffage et le rafraîchissement d'un bâtiment. Tel que mentionné au chapitre 2, la construction de l'ÉAS doit alors être réalisée de façon rigoureuse pour permettre l'écoulement des condensats et limiter les risques de prolifération de moisissures. L'ÉAS est ici considéré comme entourant la fondation du bâtiment à une distance de 1,2 m qui pourra ensuite être modifié pour étudier l'effet de ce paramètre sur le bilan d'énergie du système.

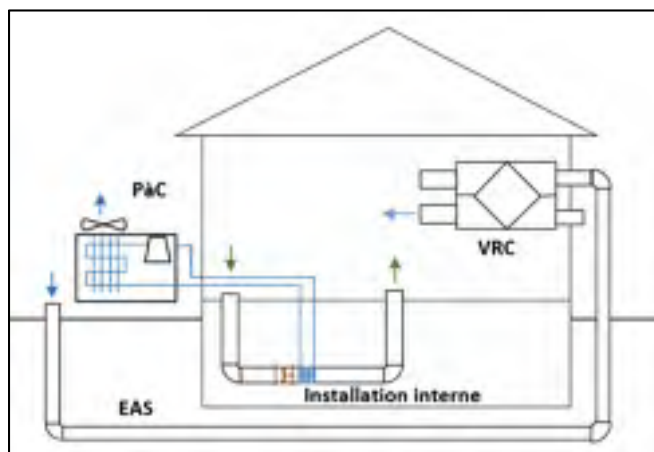


Figure 3-9 Schéma du couplage ÉAS-VRC

La PàC est aussi couplée à ce système, mais fonctionne en parallèle à l'ÉAS, plutôt qu'en combinaison avec ce dernier.

Tableau 3-4 Demandes et consommations annuelles des cas #1, #2a et #3. Dégivrage fixe

<i>Demande annuelle [kWh]</i>	<i>Cas #1</i>	<i>Cas #2a</i>	<i>Cas #3</i>
Chauffage	8285	8155	7703
Refroidissement	2454	2465	2284
Chauffage sous-sol	2243	2260	2371
<i>Consommation annuelle [kWh]</i>			
Chauffage	5337	4290	4942
Dégivrage	735	720	730
Chauffage et dégivrage	6072	5011	5672
Refroidissement	566	506	523
Total	6638	5517	6195

Le Tableau 3-4 montre une comparaison des consommations en chauffage et en refroidissement entre le bâtiment de référence sans ÉAS (cas #1), le bâtiment avec ÉAS couplé à la PàC (cas #2a), et le bâtiment avec ÉAS couplé à la prise d'air neuf du VRC (cas #3). On peut remarquer que la demande en chauffage du bâtiment est réduite de 500 kWh par le couplage de l'ÉAS et du VRC, puisque l'air neuf, plus chaud après avoir traversé l'ÉAS et le VRC, demande moins d'énergie pour être réchauffé. En ajoutant une légère baisse de la consommation en refroidissement, on peut observer une économie d'énergie de plus de 400 kWh par rapport au cas #1. On peut aussi constater que les économies d'énergies envisageables par le couplage ÉAS-VRC (cas #3) sont moins importantes que pour le couplage ÉAS-PàC (cas #2a). L'investissement serait par contre moins important pour le couplage ÉAS-VRC en raison notamment de la plus faible longueur totale de tube, et de la possibilité d'éliminer les coûts d'excavation en réalisant l'installation en même temps que la construction des fondations.

Hollmuller (2014) souligne par ailleurs que l'utilisation d'un ÉAS montre des performances qui peuvent s'avérer moins intéressantes que celles du VRC en chauffage. En effet, lorsque ces deux éléments sont couplés en série, le VRC montre l'avantage de puiser la chaleur d'une source à 20 °C (température intérieure), plutôt qu'à 6 °C (température moyenne du sol) comme l'ÉAS. De plus, le couplage fait en sorte que les gains d'énergie ne sont pas additifs entre les deux systèmes. Tel que le montre l'équation 3.4, pour une même puissance obtenue par l'ÉAS, une augmentation de l'efficacité de récupération sensible (ERS) du VRC fait diminuer l'apport net, puisque cette puissance serait récupérée par le VRC même si l'ÉAS n'était pas couplé. On peut illustrer ce phénomène en considérant un VRC d'une efficacité théorique de 100 %; toute la chaleur sensible pourrait alors être récupérée par le VRC et l'ÉAS serait inutile. En considérant un VRC d'une ERS de 66 % couplé à un ÉAS, Hollmuller et Lachal (2014) conclurent que le couplage permettait d'atteindre une température de sortie du VRC semblable à l'utilisation d'un VRC d'une ERS de 80 %, soit l'efficacité d'un VRC de très haut de gamme.

$$\dot{q}_{\text{ÉAS}} = \dot{m} * c_p (T_{s,\text{ÉAS}} - T_{\text{ext}}) \quad (3.1)$$

$$\dot{q}_{\text{VRC}} = \dot{m} * c_p * \varepsilon_{\text{VRC}} (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) \quad (3.2)$$

$$\dot{q}_{\text{ÉAS+VRC}} = \dot{q}_{\text{ÉAS}} + \dot{q}_{\text{VRC}}$$

$$\dot{q}_{\text{ÉAS+VRC}} = \dot{m} * c_p (T_{s,\text{ÉAS}} - T_{\text{ext}}) + \dot{m} * c_p * \varepsilon_{\text{VRC}} (T_{\text{int}} - T_{s,\text{ÉAS}}) \quad (3.3)$$

$$\dot{q}_{\text{ÉAS,net}} = \dot{q}_{\text{ÉAS+VRC}} - \dot{q}_{\text{VRC}}$$

$$\dot{q}_{\text{ÉAS,net}} = (1 - \varepsilon_{\text{VRC}}) * \dot{m} * c_p (T_{s,\text{ÉAS}} - T_{\text{ext}}) = (1 - \varepsilon_{\text{VRC}}) * \dot{q}_{\text{ÉAS}} \quad (3.4)$$

De plus, le Tableau 3-4 montre que l'utilisation par l'ÉAS de la chaleur diffusée dans le sol par le bâtiment doit aussi être prise en compte. Ainsi, l'apport net de l'ÉAS se trouve à être défini comme à l'équation 3.5. Bien sûr, ce phénomène peut être atténué par une meilleure isolation des murs du sous-sol.

$$\dot{q}_{\text{ÉAS,net}} = (1 - \eta) * \dot{q}_{\text{ÉAS}} - \dot{q}_{\text{diff}} \quad (3.5)$$

Ces effets n'impliquent pas pour autant que l'ÉAS ne soit pas utile, alors que Hollmuller et Lachal (2014) soulignent qu'il peut notamment servir à réduire le givrage du noyau du VRC, et ce, en amortissant seulement l'onde journalière de température. Ainsi, en préchauffant l'air au-dessus de -5 °C , tel que mentionné au chapitre 2, le givrage du noyau du VRC serait à toute fin pratique éliminé, ce qui réduirait les périodes où le VRC doit fonctionner en mode recirculation pour faire fondre le givre.

3.7 Cas #4 - Alimentation hybride

On étudie ici la possibilité de réduire la demande de refroidissement du bâtiment en modifiant l'ÉAS du cas #2a pour l'utiliser pour alimenter tant la PàC que le bâtiment. La longueur et la profondeur de l'ÉAS sont respectivement de 210 m et 3 m. Comme présenté sur la Figure 3-10, l'ÉAS est couplé à l'unité extérieure de la PàC, et l'air de l'ÉAS peut aussi être fourni à l'unité intérieure de la PàC et mélangé à l'air du bâtiment. Le débit d'air dans ce cas est variable et est déterminé comme suit :

- Lorsque la température de l'air à la sortie de l'ÉAS est inférieure ou égale à la température de soufflage (étant de 16 °C pour cette étude), la demande instantanée de refroidissement est entièrement couverte par l'air frais sortant de l'ÉAS. Le débit atteint alors jusqu'à $1700\text{ m}^3/\text{h}$;
- Lorsque la température de l'air à la sortie de l'ÉAS est supérieure à 16 °C , mais inférieure à la température du bâtiment, la PàC fonctionne en refroidissement et l'ÉAS traite les débits alimentant les unités intérieure et extérieure de la PàC, pour un total entre 4000 et $5700\text{ m}^3/\text{h}$;
- Lorsque la PàC fonctionne en chauffage, l'ÉAS traite un débit de $4000\text{ m}^3/\text{h}$, comme pour le cas #2;
- Le cas #4 permet donc de réaliser le refroidissement gratuit du bâtiment et de réduire la consommation d'énergie de la PàC puisqu'elle ne refroidit l'air que lorsque la température de sortie de l'ÉAS est supérieure à 16 °C .

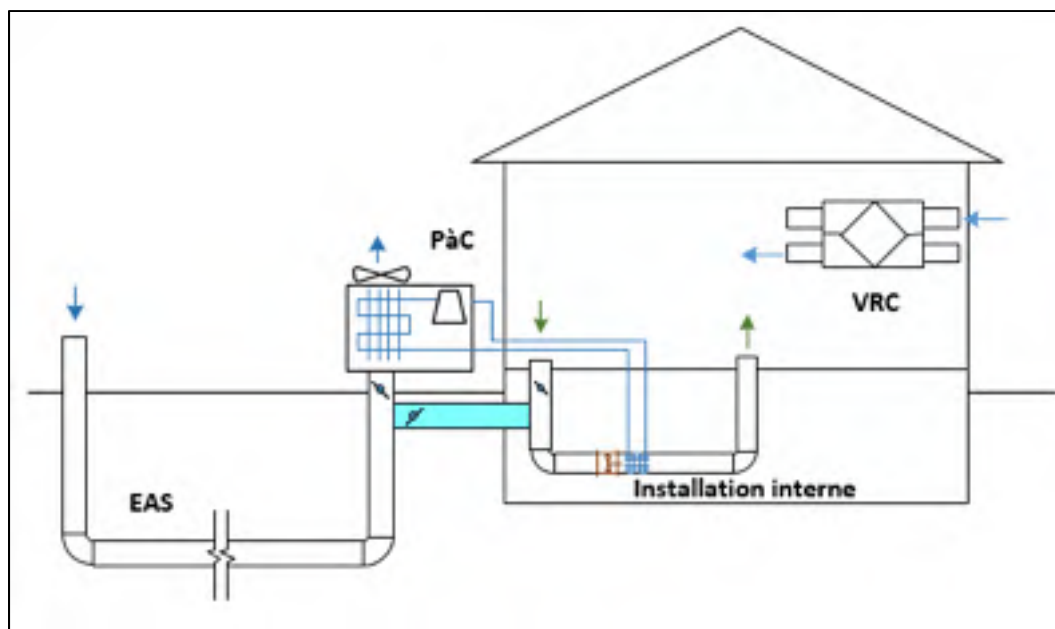


Figure 3-10 Schéma du cas #4 avec alimentation du bâtiment en air frais (en gris)

Tableau 3-5 Demandes et consommations annuelles des cas #1, #2a et #4. Dégivrage fixe

<i>Demande annuelle [kWh]</i>	<i>Cas#1</i>	<i>Cas#2a</i>	<i>Cas #4</i>	<i>Cas #4 modifié</i>
Chauffage	8245	8155	8149	8167
Refroidissement	2454	2465	49	522
<i>Consommation annuelle [kWh]</i>				
Chauffage	5337	4290	4349	4505
Dégivrage	735	720	751	735
Chauffage et dégivrage	6072	5011	5100	5240
Refroidissement	566	506	10	98
Ventilateur	-	-	93	77
Total	6638	5517	5203	5415
Économies d'énergie [kWh]	-	1062	972	1224

Le Tableau 3-5 montre une comparaison des économies pour les cas #1, #2a, #4 et #4 modifié. Ce dernier cas considère une longueur d'ÉAS de 120 m et une profondeur de 2 m, soit une configuration présentant une plus grande faisabilité technique. On peut constater que

l'utilisation de l'ÉAS pour refroidir le bâtiment (cas #4) réduit fortement la demande de refroidissement, permettant aussi une économie d'énergie consommée de 500 kWh par rapport au cas #2a. Il faut également considérer la consommation du ventilateur intérieur lorsque le système de ventilation fonctionne seul, ajoutant 93 kWh à la consommation annuelle, mais cette consommation serait de toute façon présente si la PàC fonctionnait en refroidissement à la place de l'ÉAS. Il est à noter qu'avec le couplage ÉAS-PàC seul (cas #2), les économies en refroidissement sont négligeables, n'atteignant que 60 kWh par rapport au cas #1.

3.7.1 Cas #4b - Alimentation de la PàC, cycle économiseur et apport d'air neuf au VRC

Un dernier cas étudié pour l'alimentation hybride consiste à ajouter une nouvelle fonctionnalité au cas #4, soit alimenter le débit continu d'air neuf de 330 m³/h traité par le VRC. Ainsi, le débit maximal traversant l'ÉAS est de 6030 m³/h et est déterminé comme suit :

- Lorsque la température de l'air à la sortie de l'ÉAS est inférieure ou égale à la température de soufflage (étant de 16 °C pour cette étude), la demande instantanée de refroidissement est entièrement couverte par l'air frais sortant de l'ÉAS. Le débit varie alors jusqu'à 1700 m³/h;
- Lorsque la température de l'air à la sortie de l'ÉAS est supérieure à la température de soufflage (16 °C), mais inférieure à la température du bâtiment, la PàC fonctionne en refroidissement et l'ÉAS traite les débits alimentant les unités intérieure et extérieure de la PàC, pour un total entre 4000 et 5700 m³/h;
- Lorsque la PàC fonctionne en chauffage, l'ÉAS traite un débit de 4000 m³/h, comme pour le cas #2;
- En tout temps, l'ÉAS traite le débit du VRC de 330 m³/h.

Tableau 3-6 Demandes et consommations annuelles des cas #1, #4 et #4b

<i>Demande annuelle [kWh]</i>	<i>Cas #1</i>	<i>Cas #4 modifié</i>	<i>Cas #4b Dégivrage fixe</i>	<i>Cas #4b Dégivrage variable</i>
Chauffage	8245	8167	7589	7611
Refroidissement	2454	522	613	685
<i>Consommation annuelle [kWh]</i>				
Chauffage	5337	4505	4162	3678
Dégivrage	735	735	738	312
Chauffage et dégivrage	6072	5240	4900	3990
Refroidissement	566	98	114	126
Ventilateur	-	77	46	45
Total	6638	5415	5059	4161
Économies d'énergie [kWh]	-	1224	1579	2396

Le Tableau 3-6 montre les résultats obtenus avec un ÉAS d'une longueur de 120 m, enfoui à 2 m de profondeur et d'un diamètre de 0,6 m, soit la même configuration que le cas #4 modifié. L'effet du dégivrage fixe et variable y est aussi comparé. Cette solution permet de tirer profit de l'ÉAS sous toutes les conditions mentionnées ci-haut. En effet, on peut constater que :

- La demande en chauffage des étages baisse grâce au préchauffage de l'air neuf par l'ÉAS avant de se rendre au VRC;
- La demande de refroidissement est fortement réduite par l'apport d'air neuf supplémentaire refroidi par l'ÉAS;
- L'air préchauffé par l'ÉAS permet de réduire le fonctionnement en dégivrage et augmenter le COP de la PàC, permettant de réduire la consommation liée au chauffage.

La légère augmentation de la demande et de la consommation pour le refroidissement peut être liée au débit légèrement plus élevé dans l'ÉAS en raison de l'apport constant d'air neuf

du VRC. Ainsi, comme un débit plus élevé doit être refroidi, l'air ressort à une température plus élevée. Cette augmentation est par contre largement compensée par la baisse de demande et de consommation pour le chauffage. On peut constater des économies d'énergie totales de 24 % lorsque le dégivrage fixe est considéré, et 36 % pour le dégivrage variable. Ces résultats sont parmi les plus intéressants obtenus, puisqu'ils montrent les économies les plus importantes et que le volume de l'ÉAS est réduit.

3.8 Calcul des pertes de charge de l'ÉAS

Bien qu'on puisse considérer que les pertes de pression de l'ÉAS soient faibles et que le ventilateur de l'unité extérieure de la PàC, ou celui du VRC pourra fonctionner normalement, une analyse des pertes de pression demeure nécessaire pour s'en assurer. Les simulations réalisées sur TRNSYS donnent les pertes de pression linéaires dans les tubes, calculées par le type 460. La formule de Darcy-Weisbach donne les pertes de pression totales liées à la friction de l'air dans le tube.

$$\Delta P = f_D * \frac{L}{D_h} * \rho * \frac{v^2}{2} \quad (3.6)$$

Par contre, comme on considère un ÉAS monotube en serpentin et un autre en boucle de Tichelmann, des pertes de charge singulières apparaissent au niveau des raccords en coude et en té. L'équation (3.7) montre les paramètres influençant ces pertes de pression :

$$\Delta P_{sing} = K * \rho * \frac{v^2}{2} \quad (3.7)$$

On considère un coefficient de pertes de charge (K) de 0,2 pour la branche directe d'un té, et 1,3 pour la branche déviée ou pour un coude.

Comme les ventilateurs sont généralement catalogués selon leur pression statique, il importe de déduire la pression dynamique de la pression totale pour isoler la pression statique. Le Tableau 3-7 montre les pertes de charges régulières et singulières pour les cas #2a, #2b et #3.

Tableau 3-7 Pertes de charges pour les cas #2a, #2b et #3

# Cas	Cas #2a			Cas #2b			Cas #3		
v [m/s]	1,12	1,94	3,71	0,98	2,17	3,37	1,06	1,79	4,08
d [m]	1,12	0,85	0,62	0,38	0,26	0,20	0,33	0,26	0,17
dP [Pa]	2,80	11,05	56,40	15,33	30,37	60,91	1,62	6,06	47,43
dP _{sing} [Pa]	11,70	35,09	129,26	15,73	21,07	30,29	3,50	10,05	51,10
dP _{total} [Pa]	14,49	46,14	185,67	29,06	51,43	91,19	5,12	16,12	99,53

Pour le cas #2a, si on considère une longueur de 210 m et six méandres, on obtient 12 coudes à 90°. Pour un ÉAS de 0,6 m de diamètre, la vitesse est de 3,71 m/s et les pertes régulières et singulières sont respectivement de 56 Pa et 129 Pa, pour un total de 185 Pa. Il s'agit ici du pire cas pour l'ÉAS monotube, puisque la vitesse de l'air y est maximale. Pour les vitesses de 1,12 et 1,94 m/s, la perte de charge est de 14 et 46 Pa, respectivement. Bien sûr, si la longueur de l'ÉAS est diminuée, la pression le sera aussi, notamment par la réduction des pertes régulières, de même que par la réduction des pertes singulières en réduisant le nombre de coudes.

Pour la configuration à dix tubes, les pertes de charges sont plus constantes, même en réduisant la vitesse de l'air, en raison notamment du grand nombre de raccords en té qui ajoutent une résistance considérable au passage de l'air. Ainsi, la perte de charge totale va jusqu'à 91 Pa, (0,3 po H₂O) pour une vitesse de 3,37 m/s, alors qu'elle est de 29 et 51 Pa pour des vitesses de 0,98 et 2,17 m/s, respectivement.

Dans l'ensemble, ces pertes de pression sont relativement élevées, considérant qu'un serpentin affiche généralement une perte de pression semblable. Il serait donc nécessaire d'ajouter un ventilateur auxiliaire pour faire circuler l'air à travers l'ÉAS, surtout lorsque la vitesse maximale est choisie. Si ce ventilateur n'est pas inclus au système, la pression serait alors trop élevée et le débit serait grandement réduit. Cette réduction du débit nuirait bien entendu au transfert de chaleur dans le serpentin de la PàC. L'ajout du ventilateur représente

donc un coût supplémentaire au projet, de même qu'une source de consommation supplémentaire qui doit être déduite du bilan annuel.

Dans le cas de l'alimentation de l'air neuf par l'entremise du VRC, la perte de pression serait plus acceptable, puisqu'elle est relativement faible par rapport à celle causée par le noyau de l'échangeur de chaleur. En considérant quatre coudes et une vitesse de 4.08 m/s, et la perte de pression totale maximale est de 99 Pa (0,4 po H₂O). L'ASHRAE (2016) mentionne qu'un échangeur à plaques présente généralement une perte de pression de 100 à 1000 Pa.

CHAPITRE 4

ÉTUDE PARAMÉTRIQUE DU SYSTÈME

4.1 Introduction

La présente section vise à mettre en lumière les caractéristiques optimales de l'ensemble comprenant le bâtiment, la pompe à chaleur et l'échangeur air-sol. Deux cas principaux sont étudiés :

- Alimentation du serpentin extérieur de la PàC seulement (cas #2a et 2b)
- Alimentation du bâtiment par l'entremise de la prise d'air neuf du VRC (cas #3)

4.2 Alimentation de la pompe à chaleur

Cette configuration est celle étudiée à la section 3.5, alors que l'air qui traverse l'ÉAS alimente le serpentin extérieur de la PàC, soit l'évaporateur ou le condenseur selon que la PàC fonctionne en chauffage ou en refroidissement, respectivement.

Puisque les cas #2a et 2b menaient à des résultats semblables lors du couplage à la section précédente, le cas #2a est étudié en considérant le dégivrage fixe et une brève comparaison avec le dégivrage variable sera ensuite présentée. Le cas #2b est quant à lui étudié avec le dégivrage variable seulement.

4.2.1 Étude paramétrique sur le cas #2a

Le cas #2a est d'abord étudié et les paramètres suivants seront modifiés pour étudier leurs effets sur les performances du système, ici quantifiées par la baisse de consommation en chauffage et en climatisation. Un seul paramètre à la fois est modifié et les autres paramètres

demeurent ceux du cas #2a présenté au chapitre 3 (longueur de 210 m, diamètre de 0,6 m, profondeur de 3 m).

- Longueur de 30 à 300 m;
- Diamètre de 0,5 à 1,1 m, pour des vitesses de l'air de 1,1 à 6,3 m/s;
- Profondeur de 0,5 à 4 m.

Influence du diamètre (vitesse de l'air)

Le Tableau 4-1 montre les consommations et les COP saisonniers pour un ÉAS de 210 m de longueur, enfoui à 3 m, et dont la vitesse de l'air dans le tube varie de 1,1 à 6,3 m/s. Le diamètre varie entre 1,1 m et 0,5 m, un plus faible diamètre menant à une plus grande vitesse de l'air.

Tableau 4-1 COP saisonnier et consommation en chauffage pour des vitesses de 1,1 à 6,3 m/s. ÉAS monotube, longueur de 210 m, profondeur de 3 m, dégivrage fixe

Vitesse de l'air dans l'ÉAS [m/s]	Sans ÉAS	1,1	1,94	3,8	6,3
COP PàC Chauffage	2,92	3,37	3,37	3,36	3,35
COP Système Chauffage	1,54	1,91	1,91	1,90	1,90
COP Système avec dégivrage	1,36	1,64	1,64	1,63	1,63
Consommation totale chauffage [kWh]	6072	4984	4985	5011	5015
PàC	1514	1640	1638	1636	1642
Appoint	3823	2634	2636	2654	2654
Dégivrage	735	710	711	720	719

On peut constater qu'une diminution de la vitesse de l'air mène à de plus importantes économies d'énergie, mais que la différence demeure très faible. On peut donc conclure que la vitesse de l'air n'influence pas significativement le dimensionnement. Il serait alors plus convenable d'utiliser un tube de plus faible section, considérant qu'il sera moins dispendieux. Par contre, l'augmentation de la vitesse de l'air entraînera une augmentation des pertes de

pression qu'il faudra étudier pour assurer de bonnes performances. De plus, la Figure 4-1 montre que l'écart observé entre les vitesses plus faibles et plus élevées n'est vraiment visible que pour des longueurs supérieures à 210 m, donc pour un ÉAS qui serait théoriquement surdimensionné. Il est aussi possible de constater que les économies envisageables augmentent rapidement pour une longueur de moins de 120 m, pour ensuite tendre à se stabiliser.

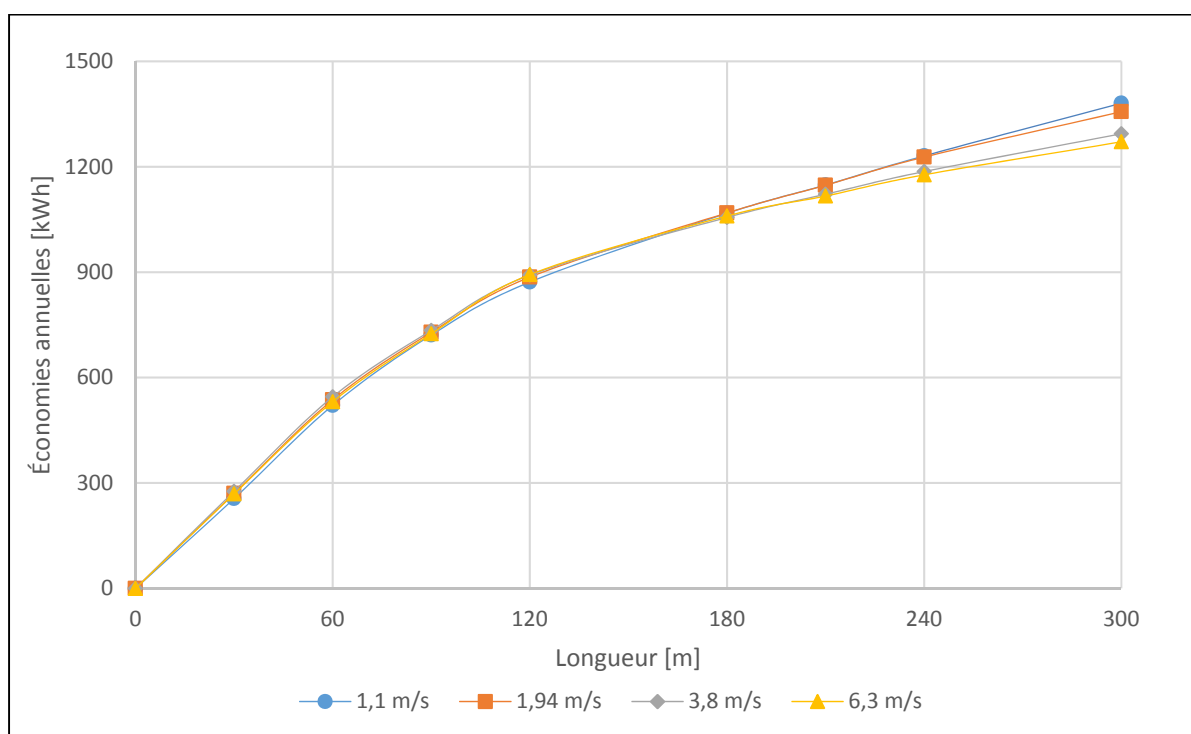


Figure 4-1 Économies annuelles en fonction de la longueur de l'ÉAS monotube pour différentes vitesses d'air [m/s]. Profondeur de 3 m, dégivrage fixe

Influence de la profondeur d'enfouissement

La profondeur d'enfouissement d'un ÉAS de 0,6 m de diamètre ($v = 3,8$ m/s) et d'une longueur de 210 m est ici étudiée. La Figure 4-2 permet de constater que pour une même longueur, une réduction de la profondeur d'enfouissement de l'ÉAS entraîne une réduction des économies envisageables.

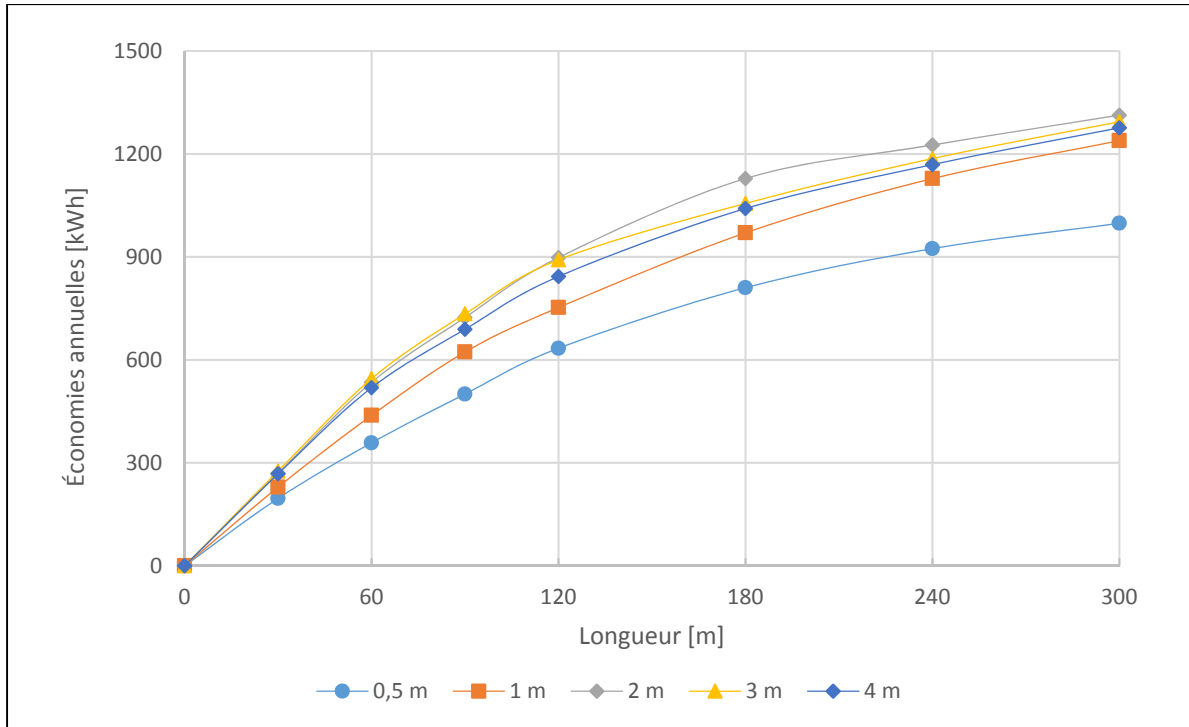


Figure 4-2 Économies d'énergie annuelles en fonction de la longueur de l'ÉAS monotube pour des profondeurs de 0,5 à 4 m. Diamètre de 0,6 m, dégivrage fixe

Ces résultats concordent avec des études précédentes (Brum, Vaz, Rocha, dos Santos et Isoldi, 2013; Lee et Strand, 2008) et s'expliquent par le fait que la température ambiante influence davantage celle du sol à plus faible profondeur. Le sol est donc plus froid en hiver et plus chaud en été. Par contre, pour des longueurs supérieures à 120 m, une profondeur de 2 m amène des économies plus importantes. Cela peut s'expliquer par le fait que cette profondeur semble déphaser favorablement l'onde de température, résultant en des températures de sorties plus élevées au début de la saison de chauffage, réduisant notamment le temps de fonctionnement en dégivrage. Ainsi, un ÉAS de 0,6 m de diamètre, enfoui à 2 m de profondeur et d'une longueur de 150 m (cas #2a modifié) permet d'atteindre des économies d'énergie semblables au cas utilisant les règles de pré-dimensionnement (cas #2a), tel que le montre le Tableau 4-2. Cette configuration implique cependant une longueur 29 % plus faible, et une profondeur 33 % plus faible, résultant en un volume d'excavation deux fois plus faible.

Tableau 4-2 Consommations annuelles du bâtiment de référence
(cas #1) et des cas #2a et #2a modifié

Consommation [kWh]	Cas #1	Cas #2a	Cas #2a modifié
Chauffage	5337	4290	4396
Dégivrage	735	720	709
Chauffage et dégivrage	6072	5011	5105
Refroidissement	566	506	510

À la lumière des résultats mensuels présentés au Tableau 4-3, il est possible de constater que pour une longueur de 180 m, une profondeur de 2 m permet de réduire la consommation d'énergie au début de la saison de chauffage, en permettant un apport de chaleur plus important de la part de la PàC. Ceci peut s'expliquer par le fait que le sol est alors plus chaud qu'à une profondeur de 3 ou 4 m. On peut aussi constater que l'apport de chaleur de la PàC est plus élevé pour une plus faible profondeur en début de saison, alors qu'une profondeur de 1 m permet un plus grand apport en septembre et en octobre, et qu'une profondeur 2 m améliore la performance en chauffage en novembre et décembre.

Tableau 4-3 Apport de chaleur mensuel de la PàC pour une profondeur de 1 à 4 m.
Diamètre de 0,6 m, longueur de 180 m et dégivrage fixe

Profondeur	Sans ÉAS	1 m	2 m	3 m	4 m
Mois	Apport de chaleur de la PàC [kWh]				
Janvier	719	1112	1132	1138	1140
Février	579	834	845	852	855
Mars	649	686	687	688	690
Avril	327	329	329	328	328
Mai	73	73	73	73	73
Juin	6	6	6	6	6
Juillet					
Août	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Septembre	60	66	66	65	65
Octobre	302	353	352	351	349
Novembre	742	816	864	798	790
Décembre	963	1158	1168	1167	1166
Année	4422	5432	5522	5467	5463

Influence de la longueur

La Figure 4-3 montre que pour une profondeur et un diamètre constant, ici fixés à 2 m et à 0,6 m respectivement, une augmentation de la longueur amène une augmentation des économies envisageables.

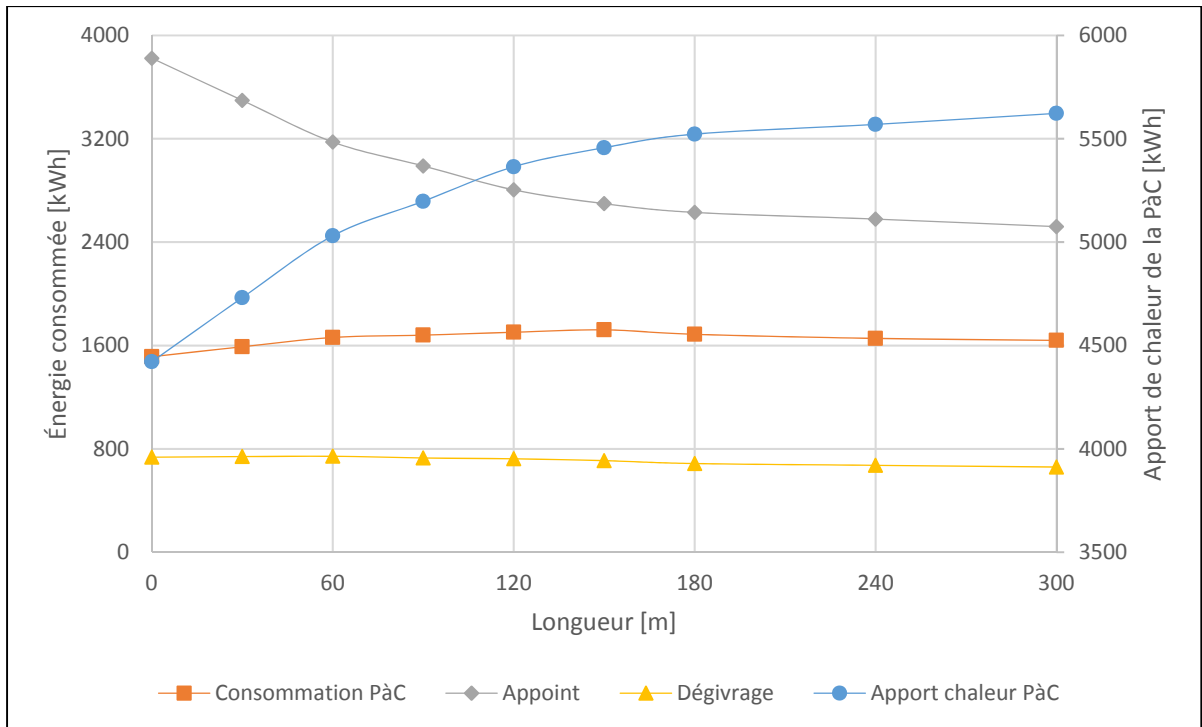


Figure 4-3 Énergie annuelle consommée par la PàC en chauffage et en dégivrage, et apports de chaleur annuels de la PàC et de l'appoint. ÉAS monotube, diamètre de 0,6 m, profondeur de 2 m, dégivrage fixe

Évidemment, une augmentation de la longueur permet d'augmenter la surface d'échange et le volume de sol disponible pour le stockage, de même que le temps de transit de l'air dans le tube, augmentant le transfert de chaleur. En revanche, il appert que doubler la longueur ne permette pas de doubler les économies. En effet, l'apport de chaleur de la PàC plafonne à environ 5500 kWh à partir d'une longueur d'ÉAS de 150 m, en raison du fonctionnement en dégivrage qui ne peut être éradiqué. Le temps et l'intervalle de dégivrage étant fixes et le nombre d'heures en-dessous de 6 °C variant peu, la consommation due au dégivrage est alors constante, tout comme la consommation de l'appoint pendant les périodes de dégivrage.

Pour tous les cas ci-haut mentionnés, il est intéressant de noter que la consommation due au dégivrage de l'évaporateur demeure presque constante et augmente légèrement pour les longueurs d'ÉAS plus petites, tel que visible à la Figure 4-3. Pour les longueurs supérieures à 120 m, l'ÉAS permet un accroissement de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur

au-dessus de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, rendant possible l'opération de la PàC pendant toute la saison de chauffage. Toutefois, il ne permet pas de hausser la température au-dessus de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$, température à laquelle le dégivrage commence à s'enclencher. Il en résulte une augmentation du nombre d'heures pendant lesquelles la température à l'évaporateur se situe entre $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $6\text{ }^{\circ}\text{C}$, soit les conditions propices au givrage pour une longueur d'ÉAS inférieure à 120 m. Pour les ÉAS plus longs, la température en sortie tend à s'élever au-dessus de $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ en automne, réduisant la durée de fonctionnement en dégivrage.

Influence du dégivrage

Il est certain que le dégivrage à minuterie fixe n'est pas efficace, et cela s'avère d'autant plus vrai avec l'utilisation de l'ÉAS. En effet, en réchauffant l'air sans apport d'humidité, c'est un air plus sec qui est alimenté à l'évaporateur, ce qui réduirait normalement le givrage de ce dernier, donc le recours au dégivrage, tel que mentionné à la section 2.2. Ainsi, si on considère plutôt le dégivrage variable qui tient compte que la température et de l'humidité relative de l'air pour déterminer l'intervalle et le temps de dégivrage, on obtient des résultats bien plus encourageant, comme le montre la Figure 4-4. L'apport maximal de chaleur de la PàC est alors jusqu'à 900 kWh plus élevé que pour les cas considérant le dégivrage fixe. De plus, la consommation du dégivrage chute considérablement, passant de 735 à 231 kWh.

Une comparaison entre une longueur de 0 m (pas d'ÉAS) et une longueur de 300 m montre qu'à 300 m, la PàC consomme 500 kWh de moins, tout en fournissant 2000 kWh de chaleur de plus, et que l'appoint doit fournir 2200 kWh de moins. Des résultats sensiblement identiques sont observables à partir d'une longueur de 180 m.

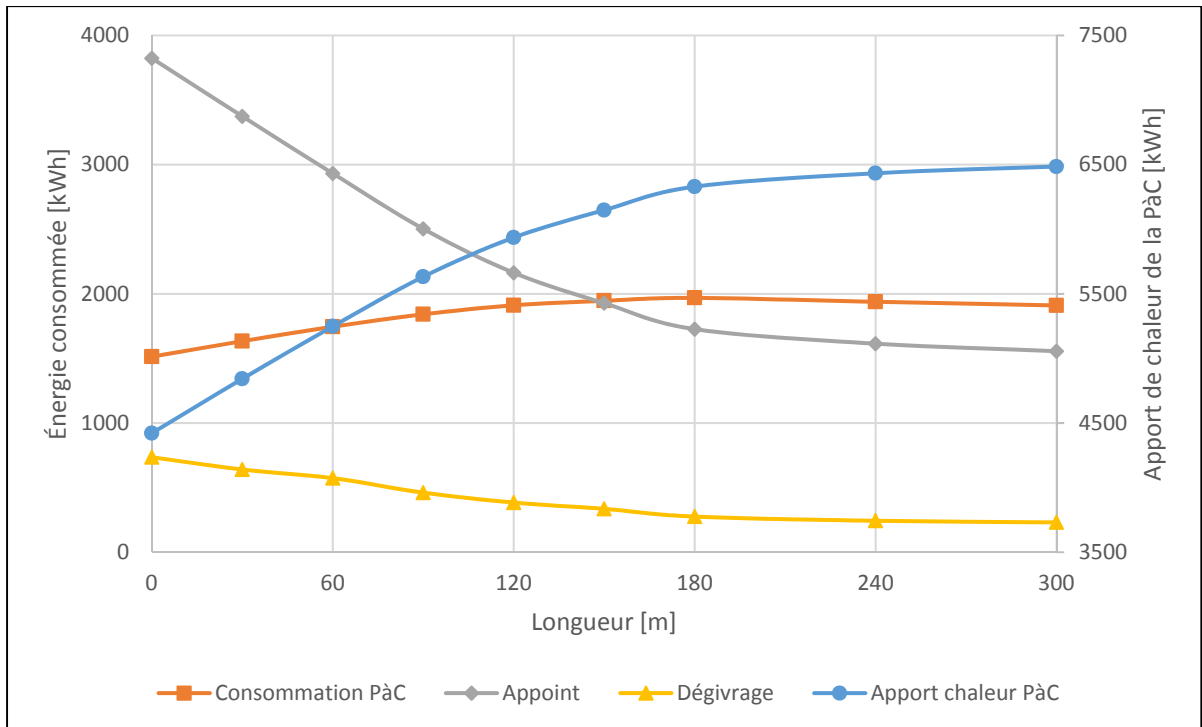


Figure 4-4 Énergie annuelle consommée par la PàC en chauffage et en dégivrage, et apports de chaleur annuels de la PàC et de l'appoint. ÉAS monotube, diamètre de 0,6 m, profondeur de 2 m, dégivrage variable

La principale différence entre les résultats obtenus avec les deux types de dégivrage vient du fait que le temps de dégivrage total est plus court avec le dégivrage variable. Ceci est cohérent considérant que le temps de dégivrage est inférieur à 12 minutes si la température est supérieure à $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, et que l'intervalle de dégivrage est généralement plus élevé qu'une heure si la température est en-dessous de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, surtout si l'humidité relative est inférieure à 75 %, tel que présenté à la section 2.2. Considérant que l'ÉAS réchauffe l'air sans l'humidifier, l'air en ressort à une humidité relative plus faible, tel que présenté aux Figure 4-5 et Figure 4-6. On peut constater que l'intervalle de température est plus restreint à la sortie de l'ÉAS qu'à l'entrée.

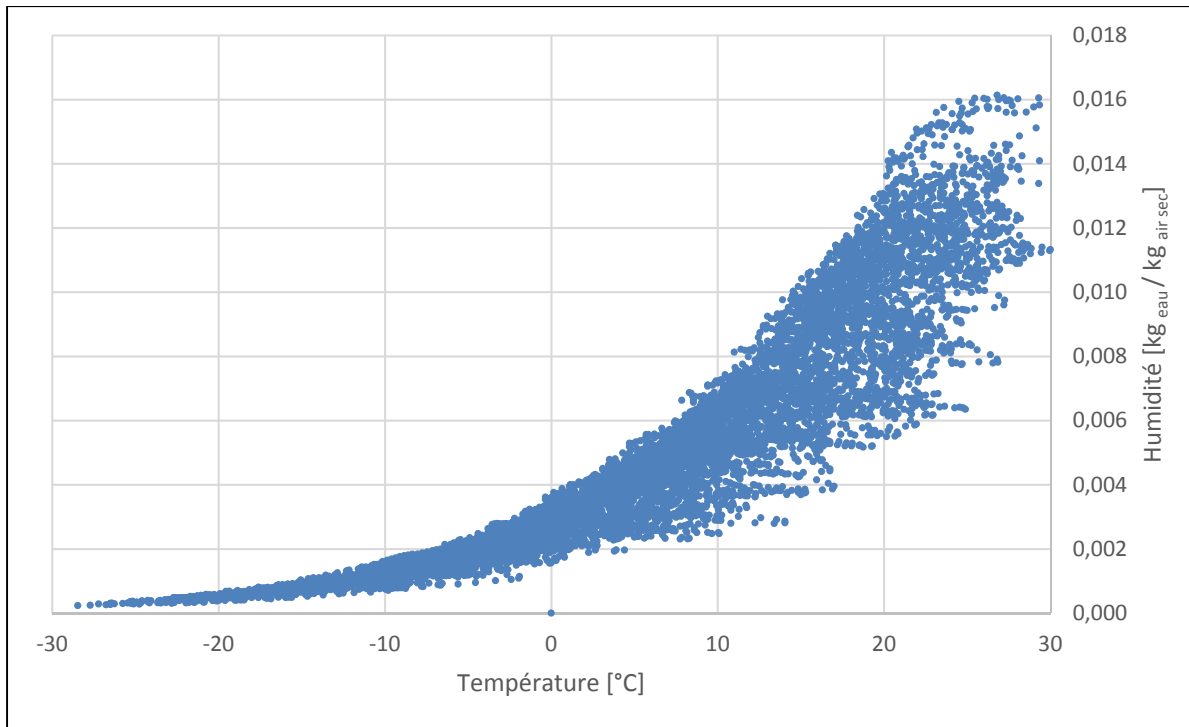


Figure 4-5 Répartition de la température et de l'humidité de l'air à l'entrée de l'ÉAS

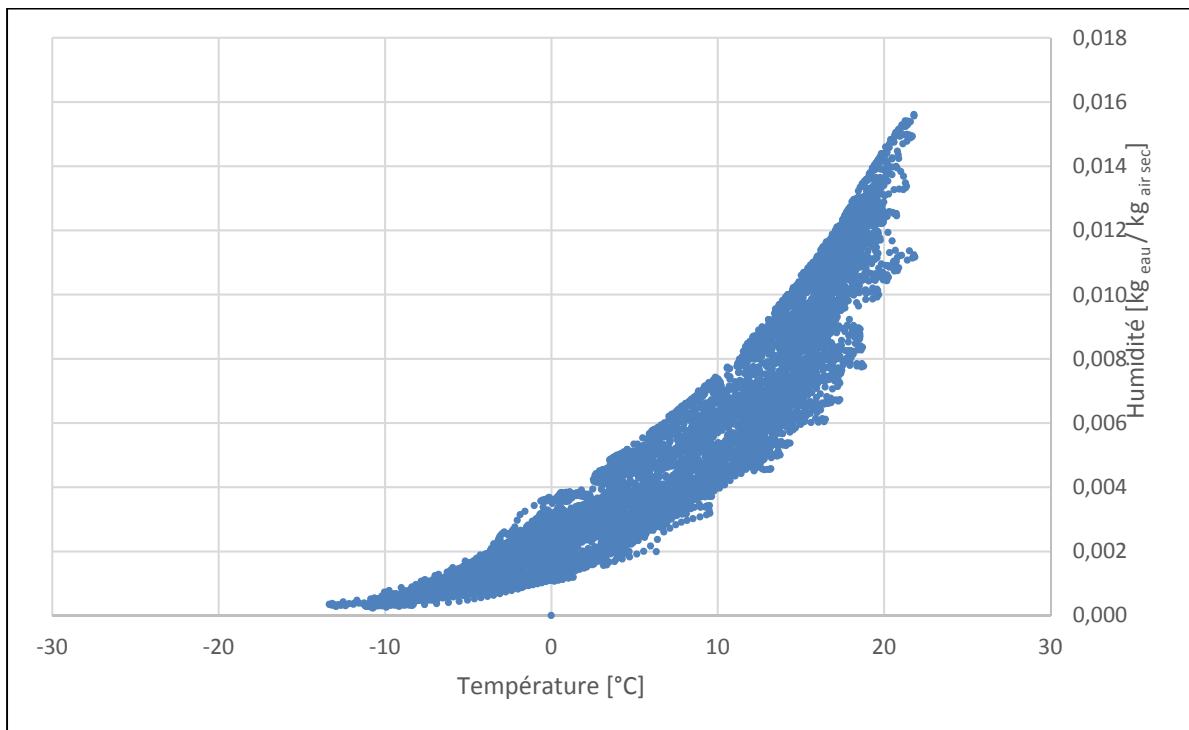


Figure 4-6 Répartition de la température et de l'humidité de l'air à la sortie de l'ÉAS

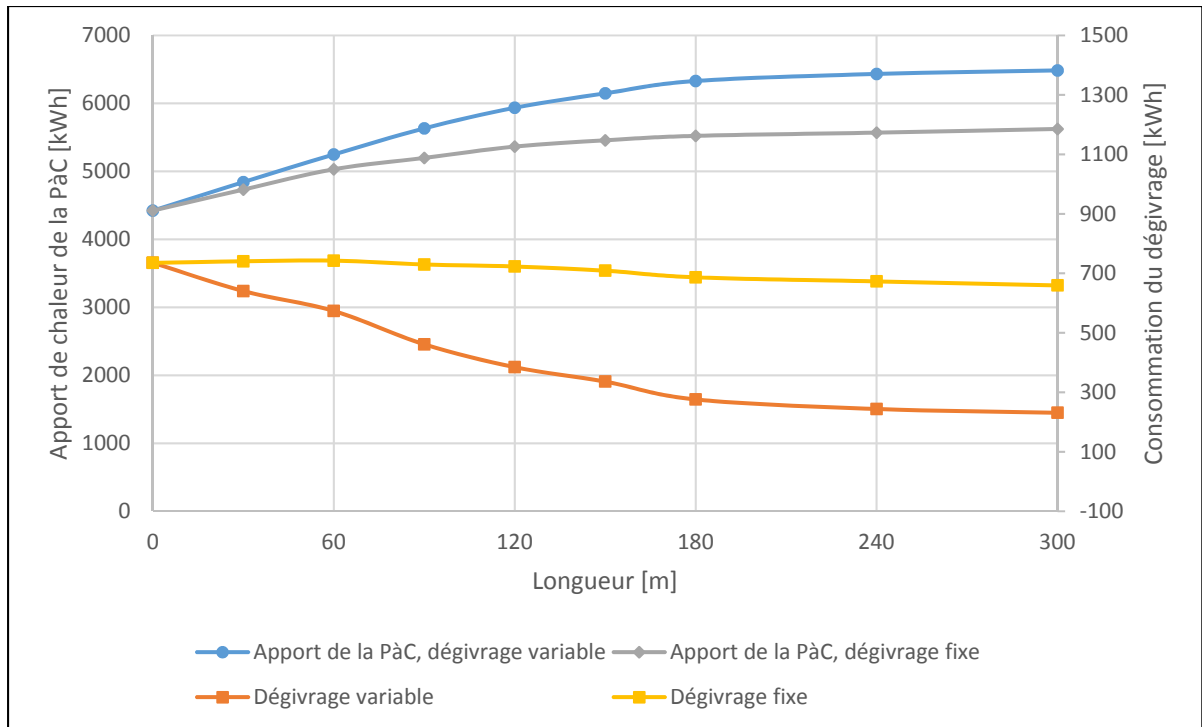


Figure 4-7 Comparaison de l'apport de chaleur annuel de la PàC et de la consommation annuelle du dégivrage pour le dégivrage fixe et variable. ÉAS monotube, diamètre de 0,6 m, profondeur de 2 m

La Figure 4-7 permet de constater, en comparant la consommation annuelle totale en chauffage, incluant le dégivrage, que le dégivrage variable permet de tirer meilleur profit du couplage ÉAS-PàC, alors que l'apport de chaleur de la PàC est plus élevé et que la consommation du dégivrage est presque 3 fois moins élevée avec le dégivrage variable. On peut donc croire que lorsque l'air traverse l'ÉAS, il en ressort avec une humidité relative qui est plus souvent sous la limite de 55 %, condition à laquelle aucun givre ne devrait apparaître (Guo et al., 2009), et que le dégivrage n'a pas à s'enclencher aussi souvent.

4.2.2 Étude paramétrique sur le cas #2b

Pour le cas #2b (ÉAS à dix tubes en boucle de Tichelmann), l'étude paramétrique est réalisée et modifiant les paramètres énumérés ci-dessous. Un seul paramètre est modifié à la fois et

les autres sont tels que le cas #2b présenté au chapitre 3 (dix tubes d'une longueur de 69 m, diamètre de 0,2 m, profondeur de 3 m, espacement de 6 m).

- Diamètre des tubes de 0,2, 0,26 et 0,38 m (10 tubes), pour des vitesses de 0,98, 2,17 et 3,37 m/s;
- Nombre de tubes de 5 à 20 (diamètre de 0,26 m), pour des vitesses de 1,09 à 4,34 m/s;
- Profondeur de 0,5 à 4 m;
- Longueur de 15 à 120 m;
- Espacement des tubes de 0,2 à 6 m.

Tel que mentionné précédemment, cette partie de l'étude paramétrique considère seulement le dégivrage variable.

Influence du diamètre des tubes (vitesse de l'air) :

Le diamètre des tubes est ici modifié, passant de 0,38 à 0,2 m, pour des vitesses de 0,98 à 3,37 m/s, respectivement.

Tableau 4-4 Consommations annuelles pour des vitesses de 0,98 à 3,37 m/s. ÉAS à dix tubes, longueur de 69 m, profondeur de 3 m, entraxe de 6 m, dégivrage variable

Vitesse [m/s]		0,98	2,17	3,37
diamètre [m]	Sans ÉAS	0,38	0,26	0,2
Consommation totale [kWh]	6591	4165	4216	4264
Chauffage	5324	3417	3465	3507
Consommation PaC Chauffage	1525	1922	1946	1960
Apport de chaleur PaC	4452	6539	6515	6489
Chauffage auxiliaire	3799	1495	1519	1547
Refroidissement	567	506	507	507
Dégivrage	665	206	209	215
Économies [kWh]	0	2427	2375	2327

On peut constater qu'un plus grand diamètre permet d'obtenir des performances légèrement supérieures, comme en font foi les données présentées au Tableau 4-4. Il est possible de croire que le temps de transit plus long lié à une vitesse plus faible permet d'obtenir un plus grand transfert de chaleur et des températures de sortie un peu plus élevées. On peut par contre considérer que le diamètre des tubes n'influence pas significativement les résultats obtenus car les économies supplémentaires sont marginales. Il serait donc plus judicieux de conserver un diamètre plus faible pour réduire les coûts des tubes.

Influence du nombre de tubes (vitesse de l'air):

L'ÉAS à dix tubes, étudié à la section 3.5, est modifié en conservant un diamètre de tube de 0,26 m, pour une vitesse de 2,17 m/s, un espacement des tubes de 3 m, une profondeur de 3 m et une longueur de 69 m. Le nombre de tubes passe de 5 à 20, donnant des vitesses de 1,09 m/s (20 tubes) à 4,34 m/s (5 tubes). Bien sûr, une modification du nombre de tubes sans aussi changer la longueur des tubes fait en sorte que le dimensionnement diverge des règles du pouce (Hollmuller, 2002). Il faut donc tenir compte de ce facteur dans l'analyse des résultats présentés à la Figure 4-8. Par contre, on constate qu'un échangeur à 5 tubes, théoriquement sous-dimensionné, permettrait tout de même d'obtenir des performances intéressantes, puisque la consommation du bâtiment se trouve réduite de 27 % pour cette configuration, alors qu'elle l'est de 36 % pour la configuration à 10 tubes. Ainsi, comme les coûts des tubes et de l'excavation seraient environ 2 fois plus faibles pour la configuration à 5 tubes, il est possible que cette dernière soit plus rentable. À l'opposé, il s'avère inutile d'augmenter le nombre de tubes à 15 ou 20 et de conserver la longueur de 69 m, alors que les économies envisageables sont pratiquement égales à la configuration à 10 tubes.

Si on respectait les règles de pré-dimensionnement, la longueur nécessaire pour les ÉAS à 15 et 20 tubes serait de 56 et de 48 m, respectivement. L'ÉAS serait alors plus volumineux que pour la configuration à dix tubes. Pour l'ÉAS à cinq tubes, la longueur nécessaire serait de 96 m. L'ÉAS serait alors 30 % moins volumineux et permettrait théoriquement d'atteindre les mêmes performances.

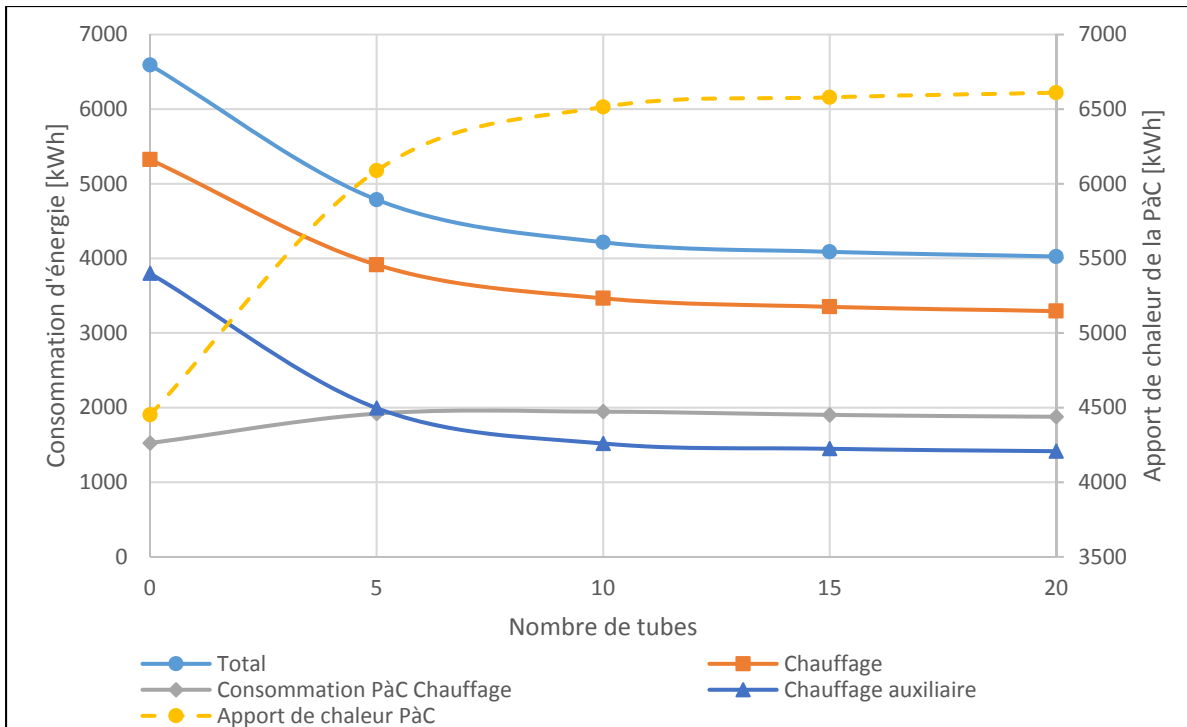


Figure 4-8 Énergie annuelle consommée par la PàC en chauffage et en dégivrage, et apports de chaleur annuels de la PàC et de l'appoint. ÉAS de 5 à 20 tubes, diamètre de 0,26 m, longueur de 69 m, profondeur de 3 m, entraxe de 3 m, dégivrage variable

Influence de la profondeur d'enfouissement :

La Figure 4-9 montre la variation de l'apport de chaleur de la PàC et des consommations en chauffage pour une profondeur d'enfouissement de 0,5 à 4 m. On y constate un comportement analogue à celui visible à la Figure 4-3, alors qu'une profondeur d'enfouissement plus grande permet d'obtenir de meilleures performances. Une analyse de l'énergie délivrée par la PàC et de sa consommation sur une base mensuelle, présentée au Tableau 4-5, permet de constater qu'une plus grande profondeur permet d'augmenter l'efficacité de la PàC en automne et en hiver. On peut aussi remarquer que plus la profondeur est grande, plus l'apport de chaleur de la PàC est important, contrairement au cas à un seul tube et dégivrage fixe, où une profondeur de 2 m était optimale. Il est possible de croire qu'il s'agit d'un autre effet du dégivrage variable qui s'enclenche moins souvent et qui permet à la PàC de fonctionner davantage en chauffage.

Tableau 4-5 Apport de chaleur mensuel de la PàC pour une profondeur de 1 à 4 m ÉAS à dix tubes, diamètre de 0,2 m, longueur de 69 m, entraxe de 3 m et dégivrage variable

Profondeur	Sans ÉAS	1 m	2 m	3 m	4 m
Mois	Apport de chaleur de la PàC [kWh]				
Janvier	745	1304	1374	1419	1429
Février	586	931	975	995	1008
Mars	665	735	739	754	764
Avril	344	357	347	346	346
Mai	77	78	78	77	77
Juin	6	6	6	6	6
Juillet					
Août	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Septembre	60	66	65	65	65
Octobre	300	353	353	352	352
Novembre	724	939	959	958	954
Décembre	943	1374	1504	1515	1522
Année	4451	6143	6402	6489	6523

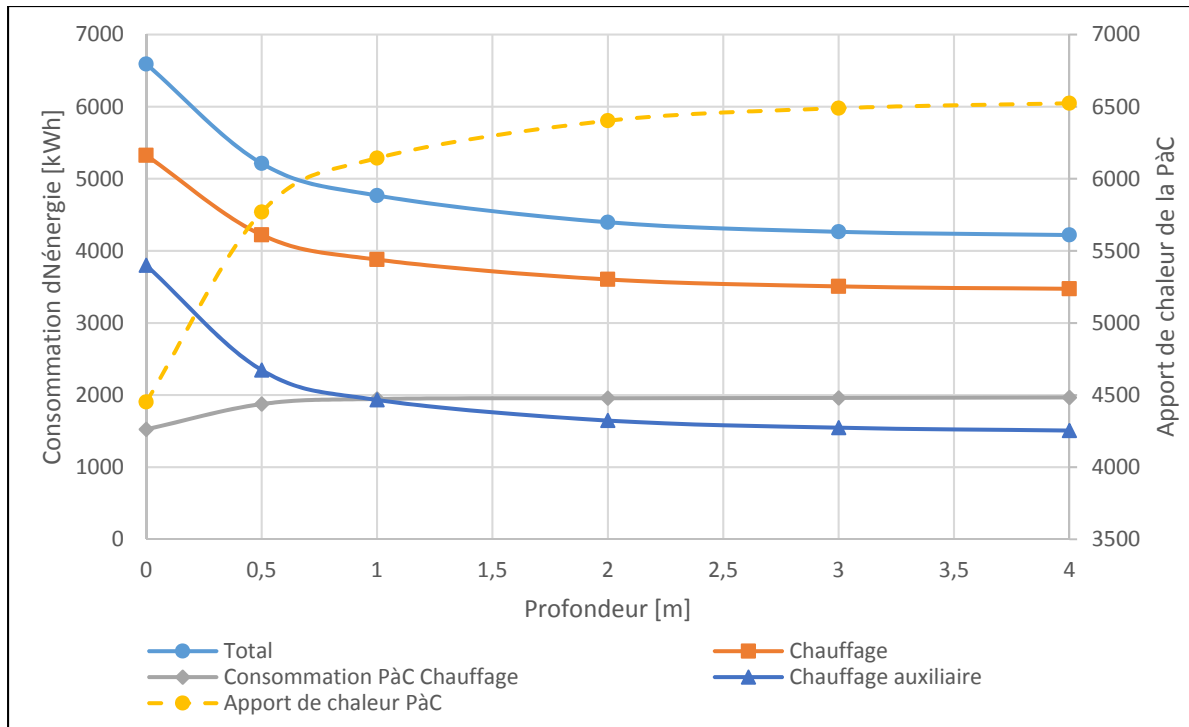


Figure 4-9 Effet de la profondeur d'enfouissement sur les performances du système. ÉAS à dix tubes, diamètre de 0,2 m, longueur de 69 m, entraxe de 6 m, dégivrage variable

Influence de la longueur :

La longueur de l'ÉAS à dix tubes espacés de 3 m et enfouis à 3 m est étudiée sur une plage de 15 à 120 m. La Figure 4-10 illustre l'effet de la longueur des branches de la boucle de l'ÉAS sur les performances du système. On peut constater que la longueur a un effet considérable avant 60 m, puis qu'un plateau est observé pour des longueurs plus grandes.

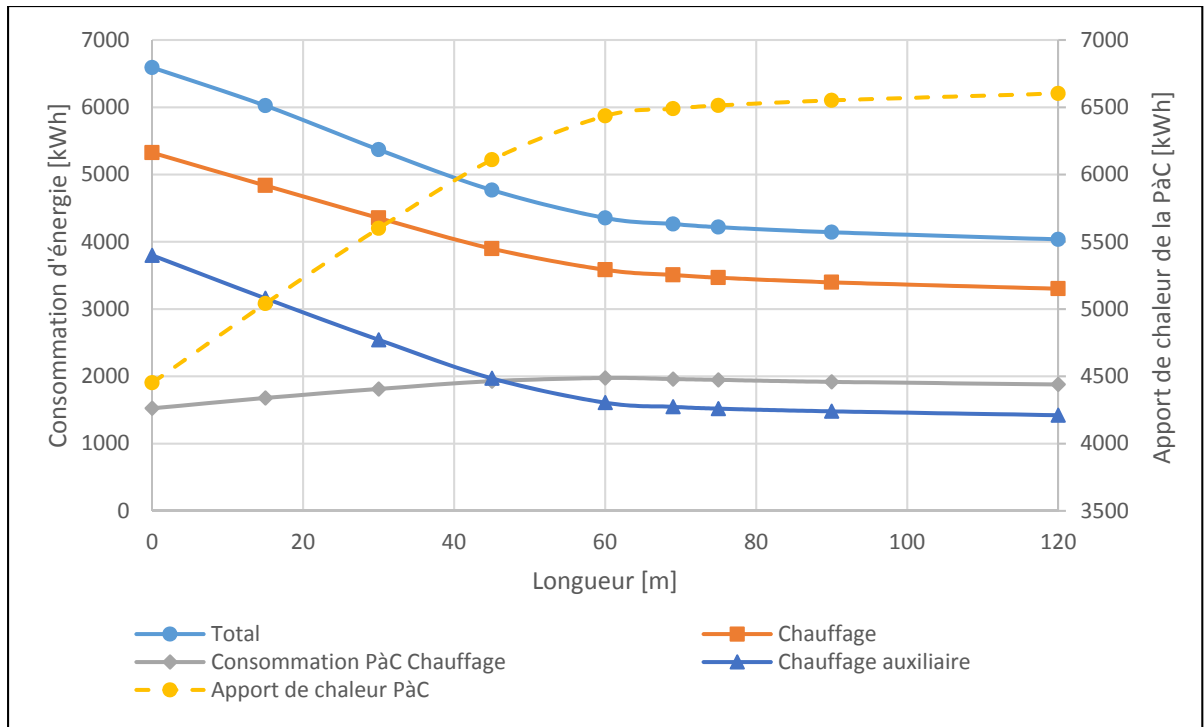


Figure 4-10 Effet de la longueur sur les performances du système. ÉAS à dix tubes, diamètre de 0,2 m, profondeur de 3 m, entraxe de 3 m, dégivrage variable

Espacement des tubes :

L'espacement des tubes vise à étudier si l'interférence entre les tubes a un effet négatif sur les performances du système. La Figure 4-11 montre qu'une réduction de l'espacement a un effet positif sur les performances, alors que l'apport de chaleur de la PàC est plus élevé pour un espacement de 2 m, qui s'avère la configuration optimale pour l'entraxe. Un entraxe très faible entraîne, quant à lui, une baisse des performances, permettant de croire que l'interférence entre les tubes est alors trop importante. Cela est cohérent puisque la couche de sol moins volumineuse près des tubes devient alors plus rapidement saturée, ne permettant alors la diffusion que vers le haut ou vers le bas. En revanche, un entraxe trop grand fait en sorte que l'énergie rejetée dans le sol lors du fonctionnement en refroidissement se diffuse davantage dans le sol. Par contre, il convient de mentionner que l'effet de l'entraxe des tubes demeure négligeable.

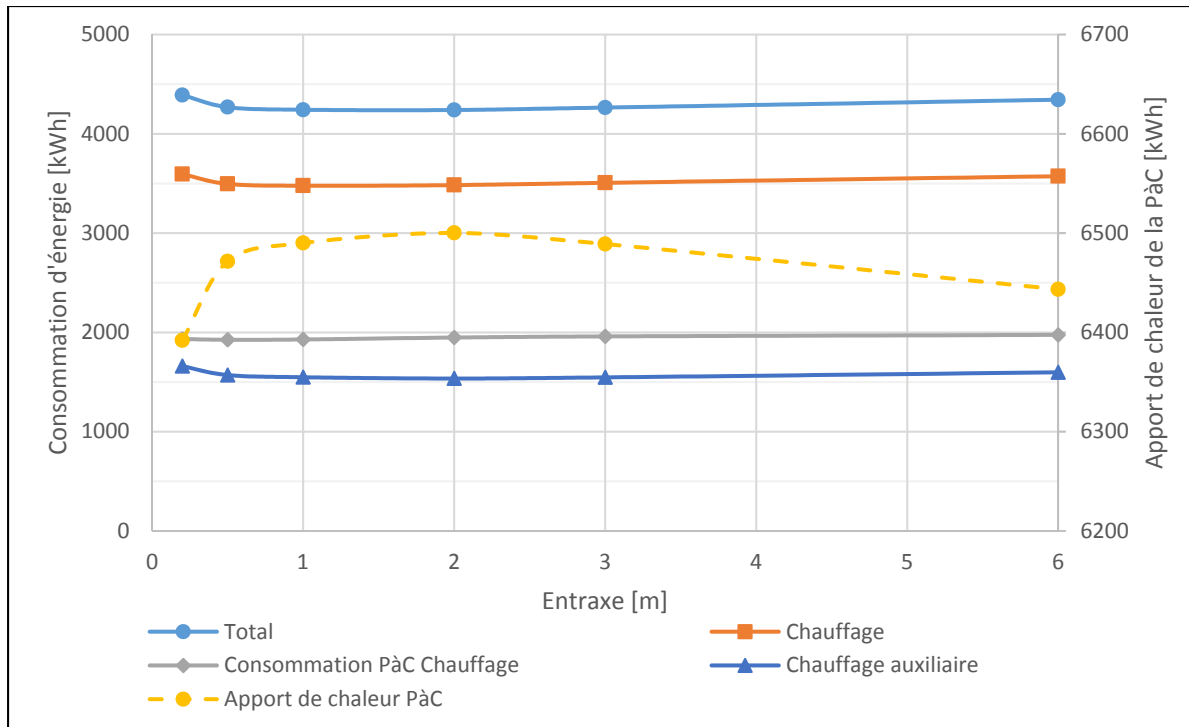


Figure 4-11 Effet de l'espacement des tubes sur les performances du système. ÉAS à dix tubes, diamètre de 0,2 m, longueur de 69 m, profondeur de 3 m, dégivrage variable

4.3 Étude paramétrique sur le cas #3

L'alimentation du bâtiment par le biais du VRC (cas #3) demande un débit plusieurs fois moins élevé que pour la PàC, ce qui réduit incidemment la taille de l'ÉAS nécessaire. Cette configuration offre aussi comme avantage la possibilité de réduire les coûts associés à l'excavation et au remblai du terrain, si l'installation est réalisée lors de la construction du bâtiment. Les paramètres suivants sont étudiés :

- Distance entre l'ÉAS et la fondation du bâtiment de 0,3 à 1,2 m.
- Diamètre de l'ÉAS de 0,17, 0,26 et 0,34 m, pour des vitesses de 1,06, 1,79 et 4,08 m/s.

Influence de la distance avec la fondation

La distance entre l'ÉAS et la fondation du bâtiment est ici modifiée pour étudier son influence sur le bilan énergétique global du bâtiment. La profondeur et le diamètre sont

maintenus constants à 2 m et 0,17 m, respectivement. Le Tableau 4-6 permet de constater qu'une distance plus grande permet de plus grandes économies, en plus de demander une moins grande augmentation de la charge de chauffage du sous-sol. En effet, à la distance de 1,2 m, la demande de chauffage pour les étages est réduite de 542 kWh, alors que celle pour le sous-sol est augmentée de 135 kWh. Lorsque la distance est réduite, la demande en chauffage du sous-sol augmente et celle des étages aussi. Ceci s'explique par le fait que lorsque l'ÉAS est plus éloigné de la fondation, il bénéficie d'une couche de sol plus uniforme pour la diffusion et que la température du sol est moins influencée par celle de la fondation. Ainsi, il est tout à fait indiqué d'installer l'ÉAS le plus loin possible des fondations afin qu'il puisse bénéficier d'une couche de sol plus volumineuse. Par contre, une installation trop éloignée ferait en sorte que les coûts liés à l'excavation ne pourraient plus être négligés.

Tableau 4-6 Demandes et consommations annuelles pour l'ÉAS couplé au VRC selon la distance entre l'ÉAS et la fondation. Diamètre de 0,17 m, longueur de 40 m, profondeur de 2 m, dégivrage fixe

Distance [m]	Sans ÉAS	0,3	0,6	0,9	1,2
<i>Demande annuelle [kWh]</i>					
Demande de chauffage	8245	7746	7723	7712	7703
Demande de refroidissement	2454	2349	2323	2301	2284
Chauffage sous-sol	2243	2410	2398	2385	2378
<i>Consommation annuelle [kWh]</i>					
Total	6673	6277	6254	6239	6227
Chauffage	5337	4977	4959	4951	4942
Dégivrage	735	730	731	729	730
Chauffage et dégivrage	6072	5707	5690	5680	5672
Refroidissement	566	537	531	526	523
Économies d'énergie [kWh]		396	419	434	446

Influence du diamètre des tubes (vitesse de l'air)

Un ÉAS enfoui à 2 m et d'une longueur de 40 m entourant la fondation du bâtiment à une distance de 1,2 m est étudié en faisant varier son diamètre de 0,17 à 0,34 m, de façon à obtenir une vitesse de 1,06 à 4,08 m/s. Le Tableau 4-7 permet cette fois de constater que la vitesse de l'air influence les résultats obtenus plus significativement. En effet, on constate qu'une réduction de la vitesse amène une augmentation des performances du système et des économies envisageables. Cela s'explique par le temps de transit plus long lorsque la vitesse est plus faible. Par ailleurs, la vitesse de 4 m/s permet un temps de transit de 10 secondes, ce qui, selon Loyau (2009) n'est pas suffisant pour assurer un transfert de chaleur adéquat. Un temps de transit supérieur à 20 secondes est recommandé, ce qui est atteint pour une vitesse inférieure à 2 m/s pour cette configuration de l'ÉAS.

Tableau 4-7 Demandes et consommations annuelles pour l'ÉAS couplé au VRC selon la vitesse de l'air. Longueur de 40 m, profondeur de 2 m, distance de 1,2 m, dégivrage fixe

d [m]	Sans	0,34	0,26	0,17
v [m/s]	ÉAS	1,06	1,79	4,08
<i>Demande annuelle [kWh]</i>				
Demande de chauffage	8245	7620	7655	7703
Demande de refroidissement	2454	2239	2260	2284
Chauffage sous-sol	2243	2393	2396	2398
<i>Consommation annuelle [kWh]</i>				
Total	6673	6153	6186	6227
Chauffage	5337	4878	4906	4942
Dégivrage	735	729	730	730
Chauffage et dégivrage	6072	5607	5636	5672
Refroidissement	566	513	517	523
Économies d'énergie [kWh]	-	521	488	446

CHAPITRE 5

ANALYSE ÉCONOMIQUE

5.1 Calcul de la rentabilité simple

Les configurations présentées aux sections précédentes sont ici étudiées selon leur rentabilité simple (RS), c'est-à-dire le nombre d'années nécessaires pour rembourser l'investissement contracté pour la construction de l'ÉAS. Cette analyse vise à identifier laquelle des configurations serait la plus rentable.

En comparant une configuration où l'ÉAS alimente la PàC et une autre où il alimente le bâtiment, il est possible de constater que l'alimentation de la PàC est la solution qui donne les plus grandes économies d'énergie. Par contre, le coût estimé de la configuration alimentant le bâtiment est bien plus faible, pouvant rendre cette dernière proposition plus rentable.

Paramètres financiers :

Coût de l'énergie initial [\$/kWh]	0,0723;
Coût d'excavation et remblai [\$/m ³]	10;
Coût de la tuyauterie [\$/m ² -m]	200;
Coût du ventilateur [\$]	500;
Main d'œuvre [\$/h]	70.

Le coût de la tuyauterie de 200 \$/(m²-m) est estimé à partir de soumissions reçues pour des tuyaux de HDPE, pour lesquels le coût a été normalisé en fonction de la section nominale du tuyau et de la longueur. Les coûts d'excavation, de remblai et de compactage du sol sont estimés à un montant de 10 \$/m³ excavé et remblayé. La largeur des tranchées à excaver est estimée à 2 fois le diamètre des tubes, avec une largeur minimale de 1 m. Le taux horaire d'installation est estimé à 70 \$/h et le temps d'installation à 7 m/h, donnant un coût d'installation de 10 \$/m. Ces coûts sont conservateurs par rapport à Hollmuller et Lachal

(2001) qui mentionnent un coût d'excavation et de remblai de 25 \$/m³ et un coût de tuyauterie installée de 25 \$/m, en tenant compte de l'inflation et du taux de change, puisque l'étude fut réalisée en France en 2001. Le coût du ventilateur supplémentaire pour l'alimentation de la PaC est, quant à lui, estimé à 500\$. La configuration d'ÉAS alimentant l'air neuf et entourant la fondation ne tient compte que du prix de la tuyauterie et de son installation, puisqu'on considère que les coûts de l'excavation et du remblai sont déjà couverts lors de la réalisation de la fondation. Il est aussi considéré que cette configuration ne nécessite pas l'ajout d'un ventilateur auxiliaire.

Ainsi, le coût total de l'installation de l'ÉAS est le suivant

$$C_{\text{ÉAS}} = 200 * \frac{\pi * d^2}{4} * l + 10 * \max(1; 2 * d) * z * l + 7 * l + 500$$

$$C_{\text{ÉAS}} = l * (200 * \frac{\pi * d^2}{4} + 10 * \max(1; 2 * d) * z + 7) + 500 \quad (5.1)$$

En considérant un coût moyen de l'énergie de 0,0723 \$/kWh (Hydro-Québec, 2016), on peut constater qu'aucune des configurations n'est rentable en moins de 19 ans. En effet, les coûts totaux sont très élevés et bien que les économies soient intéressantes au point de vue énergétique, elles ne se traduisent pas par des économies monétaires significatives. Seule la configuration traitant seulement l'air neuf montre une certaine possibilité de rentabilité, mais il faudrait évaluer le surcoût de cette installation par rapport à celui d'un VRC plus efficace. Le Tableau 5-1 montre l'analyse de rentabilité simple de 5 configurations sélectionnées, basées sur les cas présentés précédemment et qui présentent les RS les plus faibles.

Tableau 5-1 Rentabilité simple des configurations d'ÉAS sélectionnées

Cas	#2a	#2a	#2b	#3	#4
Longueur [m]	90	60	45	40	120
Profondeur [m]	3	2	2	2	2
Diamètre [m]	0.6	0.6	0.2	0.2	0.6
Débit maximal [m ³ /h]	4000	4000	4000	330	6030
Dégivrage	Variable	Fixe	Variable	Fixe	Variable
Coûts [\$]	10940	6672	18610	599	12794
Excavation et remblai	3292	1463	9000	0	2926
Tuyaux	5254	3502	2919	199	7005
Installation	900	600	4500	400	1200
Ventilateur	500	500	500	0	500
Économies annuelles					
[kWh]	1733	535	1761	434	2396
[\$]	125,28	38,65	127,29	31,38	173,21
RS [années]	87,3	172,6	146,2	19,1	73,9

On peut constater que les coûts dépassent 6000 \$ dans tous les cas de couplage entre l'ÉAS et la PàC. De ce total, les tuyaux représentent en moyenne 60 % du coût de l'ÉAS. Il serait donc nécessaire d'évaluer la possibilité d'utiliser un type de tuyau moins coûteux pour réduire le coût du projet. Par contre, même une réduction de 50 % du coût des tuyaux ne permettrait pas d'atteindre la rentabilité dans un délai raisonnable.

Pour obtenir une rentabilité en 15 ans avec le cas hybride, soit celui montrant les meilleures économies d'énergie, le coût de l'énergie devrait être de 0,3 \$/kWh, soit un coût quatre fois plus élevé. À titre de comparaison, seules les villes de Boston, New York et San Francisco présentent un coût de l'énergie électrique dans cet ordre de grandeur en Amérique du nord (Hydro-Québec, 2016). Toujours selon Hydro-Québec (2016), le coût moyen de l'électricité en Amérique du nord est estimé à 0,1548 \$/kWh, soit le double de ce qui est facturé aux clients résidentiels au Québec.

CONCLUSION

Le couplage d'un ÉAS et d'une PàC se veut une technique pour améliorer la performance d'une PàC à air, afin de réduire la consommation d'énergie pour le chauffage et la climatisation des bâtiments. L'objectif de ce travail était de déterminer si ce couplage permet d'améliorer les performances d'une PàC à air résidentielle. Les résultats de ce travail montrent en général qu'un tel couplage s'avère intéressant au point de vue énergétique. Les simulations réalisées sous l'environnement TRNSYS montrent qu'un ÉAS de 0,6 m de diamètre, d'une longueur de 210 m et enfoui à 3 m, alimentant le serpentin extérieur d'une PàC à air permet de réaliser des économies de plus de 2300 kWh annuellement, principalement par une augmentation du rendement saisonnier de la PàC en chauffage et en refroidissement de 14 % et 12 %, respectivement. Il est aussi conclu que le couplage de l'ÉAS et de la PàC permet d'augmenter la période de fonctionnement de la PàC, donc de réduire le recours à un chauffage auxiliaire moins performant. En ce qui a trait aux cycles de givrage et de dégivrage, lorsqu'on considère le dégivrage à minuterie fixe, il semble qu'une faible longueur de l'ÉAS influence négativement la consommation due au dégivrage, puisque le nombre d'heures sous $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ augmente. Une longueur supérieure à 120 m permet de réduire la consommation du givrage, mais au détriment de la rentabilité du système en raison des coûts d'installation alors plus élevés. Le dégivrage à minuterie variable promet des résultats plus intéressants, alors que la consommation du dégivrage chute considérablement, permettant de tirer davantage profit du fonctionnement de la PàC en chauffage, alors que son apport de chaleur maximal est de plus de 6300 kWh, alors qu'il plafonne à 5500 kWh avec le dégivrage fixe.

L'analyse des résultats permet aussi d'énoncer les conclusions suivantes :

- Le couplage ÉAS-PàC (cas #2) permet d'utiliser la PàC pendant toute la saison de chauffage en haussant la température à l'entrée de l'évaporateur au-dessus de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- La vitesse de l'air n'a pas un effet significatif sur les performances du couplage ÉAS-PàC (cas #2a);

- La longueur présente un effet considérable, et un ÉAS d'une longueur de plus de 120 m permet d'éliminer les périodes d'arrêt de la PàC sous - 15 °C;
- La profondeur a aussi un effet non-négligeable et une profondeur de 2 m amène des performances supérieures pour des longueurs supérieures à 120 m, en raison d'un déphasage avantageux de la température du sol au début de la saison de chauffage;
- La consommation liée au dégivrage de l'évaporateur en chauffage n'est pas réduite en raison d'un contrôle à temps et intervalle fixes. Un contrôle basé sur les conditions d'opération de la PàC permet quant à lui de réduire significativement le temps du dégivrage, et sa consommation;
- Un couplage ÉAS-VRC (cas #3) permet de réduire la demande en chauffage de l'air neuf du bâtiment. Il vient par contre légèrement augmenter la demande de chauffage du sous-sol du bâtiment;
- L'ÉAS permet de réduire considérablement la demande de refroidissement s'il est aussi utilisé pour admettre de l'air plus frais dans le bâtiment (cas #4).

Bien que les résultats soient intéressants d'un point de vue énergétique, ils ne se traduisent pas par des économies monétaires suffisantes pour faire du couplage ÉAS-PàC une solution rentable, notamment en raison des faibles coûts de l'électricité. Par contre, il est important de mentionner que même si les configurations étudiées ne s'avèrent pas rentables du strict point de vue financier, certaines déclinaisons devraient être considérées pour leurs performances d'un point de vue environnemental.

RECOMMANDATIONS

Les points suivants peuvent avoir conduit à des résultats erronés lors des simulations et devraient être pris en compte :

- Le débit de la PàC est peut-être surestimé et ce paramètre influence grandement le dimensionnement de l'ÉAS et son comportement dynamique et doit être confirmé pour des résultats plus près de la réalité. Les PàC récentes utilisent aussi des variateurs de vitesse du ventilateur, ce qui n'a pas été inclus dans les présentes simulations;
- Le temps de dégivrage fixe est peut-être surestimé, mais il peut être supposé que l'effet relatif de l'ÉAS resterait le même;
- Le dégivrage variable est basé sur les résultats d'une étude sur un seul modèle de PàC. Il est probable que d'autres modèles présentent des cycles de dégivrage différents, en raison de la logique de contrôle et de la conception du serpentin de l'évaporateur;
- La température moyenne du sol peut être sous-estimée sans tenir compte l'apport des gains solaires. Ce paramètre pourrait augmenter l'apport de chaleur de l'ÉAS;
- La PàC est modélisée selon un modèle en particulier qui peut ne pas être bien adapté aux conditions de fonctionnement obtenues avec le couplage ÉAS-PàC.

Cette étude étant basée sur des simulations numériques, il convient de souligner que ce travail de recherche devrait être approfondi en suivant les recommandations suivantes :

- Réaliser un montage réel et instrumenté d'un ÉAS couplé avec une PàC à air de puissance semblable à celle simulé dans le présent travail;
- Confirmer l'ordre de grandeur des économies d'énergie projetées par les simulations;
- Confirmer l'hypothèse formulée quant à la configuration d'un tube unique en serpentin;

- Modifier les paramètres de la simulation pour faire concorder les résultats réels et les résultats simulés, notamment au niveau du contrôle des cycles de dégivrage;
- Étudier le modèle sous d'autres configurations (autres emplacements géographiques, bâtiments plus énergivores);
- Les simulations ayant été réalisées avec un modèle de PàC à simple vitesse, il serait judicieux de réaliser les simulations avec un modèle de PàC à débit variable, lorsqu'un tel modèle sera disponible sous l'environnement TRNSYS.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- ANSI et AHRI (2012). *2008 Standard for Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air-Source Heat Pump Equipment*. Repéré à http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/standards%20pdfs/ANSI%20standards%20pdfs/ANSI.AHRI%20Standard%20210.240%20with%20Addenda%201%20and%202.pdf
- ASHRAE (2013) *2013 ASHRAE Handbook – Fundamentals (SI)*. Atlanta, États-Unis : ASHRAE.
- ASHRAE (2016). Chapitre 26 Air-to-Air Energy Recovery Equipment. Dans *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment (SI)*.
- Ascione, F., Bellia, L. et Minichiello, F. (2011). Earth-to-air heat exchangers for Italian climates, *Renewable Energy*, 36(8), 2177-2188. DOI: 10.1016/j.renene.2011.01.013.
- Badescu, V. (2007). Simple and accurate model for the ground heat exchanger of a passive house *Renewable Energy*, 32(5), 845–855. DOI: 10.1016/j.renene.2006.03.004.
- Bansal, V., Misra, R., Das Agrawal, G. et Mathur, J. (2009). Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for winter heating, *Energy and Buildings*, 41(11), 1151–1154. DOI: 10.1016/j.enbuild.2009.05.010.
- Bertsch, S.S. et Groll, E.A. (2008). Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates. *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1282-1292. DOI : 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.006.
- Brum, R.S., Vaz, J., Rocha, L.A.O, dos Santos, E.D., Isoldi, L.A. (2013). A new computational modeling to predict the behavior of Earth-Air Heat Exchangers. *Energy and Buildings*, 64, 395-402. DOI: 10.1016/j.enbuild.2013.05.032.
- Bureau de l'efficacité et de l'innovation énergétiques (2015). *Exigences techniques Novoclimat 2.0 – Volets «Maison» et «Petit bâtiment multilogement»*. Gouvernement du Québec, Québec, Canada, 194 p.
- Canadian standard association (CSA Group) (2014) *Norme de rendement des climatiseurs et des thermopompes à deux blocs et monoblocs (CSA-C656)*. Repéré à <http://shop.csa.ca/fr/canada/efficacite-energetique/c656-f14/inv/27009272014>
- Chen, Y-G. et Guo, X-M. (2009). Dynamic defrosting characteristics of air source heat pump and effects of outdoor air parameters on defrost cycle performance. *Applied Thermal Engineering*, 29(13), 2701-2707. DOI :10.1016/j.applthermaleng.2009.01.003.

- Dupuis, A. (2012). Le puits canadien : Une solution économique et verte pour préchauffer ou rafraîchir l'air neuf. *Inter-Mécanique du Bâtiment*, 27(2), 12-22. Repéré à http://www.cmmtq.org/docs/Documents/imb/IMB_vol27no4_mai2012.pdf.
- Environnement et Changement climatique Canada (2017). Données des stations pour le calcul des normales climatiques au Canada de 1981 à 2010. Repéré à http://climat.meteo.gc.ca/climate_normals/results_1981_2010_f.html?stnID=5415&autofwd=1
- Fairey, P., Parker, D.S., Wilcox, B. et Lombardi, M. (2004). Climate Impacts on Heating Seasonal Performance Factor (HSPF) and Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER) for Air Source Heat Pumps. *ASHRAE Transactions*, 110(2). Repéré à <http://www.fsec.ucf.edu/en/publications/html/fsec-pf-413-04/>.
- Gangloff, O. (2014). *Performances saisonnières des machines thermodynamiques* [Mémoire]. INSA de Strasbourg, France. Repéré à <http://eprints2.insa-strasbourg.fr/1732/>.
- Goswami, D.Y. et Biseli, K.M. (1993). *Use of underground air tunnels for heating and cooling agricultural and residential buildings* (Fact Sheet EES 78). a series of the Florida Energy Extension Service, Florida Cooperative Extension Service, Institute of Food and Agricultural Sciences, University of Florida, Gainesville, États-Unis, 4 p.
- Goswami, D.Y, et Ileslamlou, S. (1990) Performance Analysis of a Closed- Loop Climate Control System Using Underground Air Tunnel. *Journal of Solar Energy Engineering*, 112(2), 76-81. DOI: doi:10.1115/1.2929650
- Guo, X-M., Chen, Y-G., Wang, W-H. et Chen, C-Z. (2008). Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 28(17), 2267-2278. DOI : 10.1016/j.applthermaleng.2008.01.007.
- Hollmuller, P. (2002). *Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments* [Thèse de doctorat]. Faculté des sciences de l'Université de Genève, Genève, Suisse, 125 p.
- Hollmuller, P. et Lachal, B. (2001) Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects. *Energy and Buildings*, 33(5), 509-518. DOI: 10.1016/S0378-7788(00)00105-5.

- Hollmuller, P. et Lachal, B. (2014). Air–soil heat exchangers for heating and cooling of buildings: Design guidelines, potentials and constraints, system integration and global energy balance. *Applied Energy*, 119, 476–487. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.01. 042.
- Hydro-Québec (2016). Comparaison des prix de l'électricité dans les grandes villes nord-américaines. Repéré à <http://www.hydroquebec.com/publications/fr/documents-entreprise/comparaison-prix-electricite.html>
- Januševičius, K. et Streckienė, G. (2015). Analysis of air-to-water heat pump in cold climate: comparison between experiment and simulation. *Science – Future of Lithuania*, 7(4), 468–474. DOI: 10.3846/mla.2015.823
- Kasuda, T., et Achenbach, P.R. (1965). *Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States*. Repéré à <http://oai.dtic.mil/oai/oai?verb=getRecord&metadataPrefix=html&identifier=AD0472916>.
- Kinab, E. (2009). *Optimisation des performances non nominales des pompes à chaleur réversibles* [Thèse de doctorat]. École nationale supérieure des mines de Paris, France, 196 p.
- Labs, K. (1989). Earth coupling. Dans Cook, J. (ed). *Passive cooling: fundamentals and applications*. Cambridge, MA: MIT press
- Lee, K.H. et Strand, R.K. (2008). The cooling and heating potential of an earth tube system in buildings. *Energy and Buildings*, 40, 486–494. DOI: 10.1016/j.enbuild.2007.04.003
- Loyau, F. (2009). *Puits canadien et ventilation basse énergie : Principe et réalisations*. France : L'inédit.
- Office de l'efficacité énergétique (2016) *Évolution de l'efficacité énergétique au Canada de 1990 à 2013*. Ottawa : Ressources naturelles Canada. Repéré à <https://www.rncan.gc.ca/energie/publications/19031>.
- Ménard, M. (2005). *Le Canada, un grand consommateur d'énergie : une perspective régionale*. Ottawa : Statistique Canada. Repéré à <http://publications.gc.ca/collections/Collection/Statcan/11-621-M/11-621-MIF2005023.pdf>
- Misra, R., Bansal, V., Das Agarwal, G.D. et Aseri, T.K. (2012). Thermal performance investigation of hybrid earth air tunnel heat exchanger. *Energy and Buildings*, 49, 531–535. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.02.049.

- Ressources naturelles Canada (2012). Ventilateurs-récupérateurs de chaleur et d'énergie. Repéré à <https://www.rncan.gc.ca/energie/produits/categories/climatisation-ventilation/ventilation/vre/16198>.
- Ressources naturelles Canada (2016). Guide de données sur la consommation d'énergie de 1990 à 2013. Repéré à http://oee.rncan.gc.ca/organisme/statistiques/bnce/apd/donnees_f/telechargements/guide/pdf/2013/HB2013f.pdf
- Ressources naturelles Canada (2017a). *Thermopompes et climatiseurs centraux monobloc monophasés et triphasés*. Repéré à <http://www.rncan.gc.ca/energie/reglements-codes-standards/produits/6950>.
- Ressources naturelles Canada (2017b). *Thermopompes à air Energy Star*. Repéré à <http://www.rncan.gc.ca/energie/produits/categories/chauffage/thermopompes/chaleur-air-air/16023>
- Société canadienne d'hypothèques et de logement (SCHL) (2011). *Le Point en recherche : Installations de ventilation géothermique – Possibilités d'application dans le climat canadien*. Repéré à <http://www.cmhc-schl.gc.ca/odpub/pdf/67559.pdf?fr=1412171148562>.
- Thiers, S. et Peuportier, B. (2007). *Modélisation thermique d'un échangeur air-sol pour le rafraîchissement de bâtiment*. Journée thématique SFT-IBPSA : froid solaire et confort d'été, Aix-les-Bains, France. pp.96-103.
- Trouillet, P. (2008). *L'étanchéité à l'air dans le bâtiment* [Mémoire]. École Nationale Supérieure d'Architecture de Lyon
- Vocale, P., Morini, G.L. et Spiga, M. (2014). Influence of outdoor air conditions on the air source heat pumps performance. *Energy Procedia*, 45, 653–662.
- Zhao, M.Z. (2004), *Simulation of earth-to-air heat exchanger systems* [Mémoire]. Concordia University, Montréal, Canada, 114 p