

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE.....	4
1.1 Mise en contexte	4
1.2 Comportement des échangeurs verticaux dans le sol	9
1.3 Dimensionnement des échangeurs.....	9
1.4 Simulation numérique.....	20
CHAPITRE 2 MODÉLISATION NUMÉRIQUE ET ANALYTIQUE DU SYSTÈME.....	23
2.1 Description générale	23
2.2 Modélisation de la maison sous TRNSYS.....	23
2.3 Conditions climatiques.....	27
2.4 Validation du modèle de maison.....	28
2.5 Modélisation du système générale.....	31
2.5.1 Thermopompe géothermique.....	31
2.5.2 Réservoir d'eau chaude.....	34
2.5.3 Échangeur d'air.....	35
2.5.4 Puits géothermique Type 557a.....	37
2.5.5 Système de contrôle.....	37
2.6 Modélisation analytique des puits géothermiques.....	39
2.6.1 Dimensionnement de l'échangeur géothermique selon le modèle de <i>Kavanaugh et Rafferty</i> pour la charge de chauffage.....	40
2.6.2 Description du champ géothermique à l'étude	45
2.6.3 Utilisation du modèle source linéaire finie pour puits incliné	46
CHAPITRE 3 SIMULATION DU SYSTÈME.....	50
3.1 Simulation avec le Type 557a de la bibliothèque TRNSYS.....	50
3.2 Validation du nouveau modèle analytique.....	54
3.3 Simulation et comparaison des deux modèles de puits géothermiques	58
3.4 Simulation avec l'échangeur géothermique dimensionné selon <i>Kavanaugh et Rafferty</i>	61
CHAPITRE 4 ANALYSE DES RÉPONSES THERMIQUES.....	64
4.1 Étude économique.....	64
CONCLUSION.....	67
ANNEXE I FICHE TECHNIQUE DE LA THERMOPOMPE	69
ANNEXE II FICHE TECHNIQUE DE L'ÉCHANGEUR D'AIR.....	73

ANNEXE III DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR GÉOTHERMIQUE SELON LE MODÈLE DE KAVANAUGH POUR LA CHARGE DE CLIMATISATION	75
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	80

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1 Paramètre de l'équation 1.8	16
Tableau 2.1 Caractéristiques thermiques de l'enveloppe extérieure	24
Tableau 2.2 Caractéristiques thermiques des cloisons internes	25
Tableau 2.3 Profile de charge de la maison en kWh.....	29
Tableau 2.4 Taux d'air frais minimums.....	36
Tableau 3.1 Caractéristiques utilisées pour les simulations préliminaires	50
Tableau 4.1 Consommation énergétique des systèmes.....	65
Tableau 4.2 PRI des systèmes.....	66

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 Schéma échangeurs horizontaux	5
Figure 1.2 Variations saisonnières de température du sol	5
Figure 1.3 Configuration puits géothermiques verticaux	6
Figure 1.4 Assemblage du système pour insertion	7
Figure 1.5 Schéma échangeurs inclinés	8
Figure 1.6 Configuration des tuyaux dans le puits	16
Figure 1.7 Schéma modèle DST	21
Figure 2.1 Schéma de la couche active TRNBuild	26
Figure 2.2 Profil de charge de la maison.....	29
Figure 2.3 Schéma du circuit de réfrigération de la thermopompe.....	32
Figure 2.4 Schéma TRNSYS thermopompe.....	33
Figure 2.5 Schéma TRNSYS réservoir de stockage	34
Figure 2.6 Schéma TRNSYS global	39
Figure 2.7 Échangeurs géothermiques inclinés	45
Figure 2.8 Comparaison avec la « fonction g »	48
Figure 3.1 Température moyenne du champ géothermique avec une température de surface fixe	51
Figure 3.2 Température moyenne du champ géothermique avec une température de surface variable	53
Figure 3.3 Température hebdomadaire moyenne de sortie de l'échangeur géothermique	55
Figure 3.4 Température moyenne mensuelle du fluide sortant de l'échangeur géothermique avec une température de surface fixe	56

Figure 3.5 Température moyenne mensuelle du fluide sortant de l'échangeur géothermique avec une température de surface variable	57
Figure 3.6 Température de sortie du fluide avec une température de surface fixe	59
Figure 3.7 Température de sortie du fluide avec une température de surface variable	60
Figure 3.8 Température de sortie du fluide avec une température de surface fixe	62
Figure 3.9 Température de sortie du fluide avec une température de surface variable	63

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASHRAE : American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers

CNRC : Conseil national de recherches Canada

DST : Duct storage model

PEHD : Polyéthylène haute densité

TESS : Thermal Energy Systems Specialists

TRNSYS : Transient system simulation program

SBM : Superposition borehole model

USGPM : Gallon US par minute

PCM : Pied cube par minute

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Variables générales

C_p	Chaleur spécifique (KJ/Kg·K)
H	Profondeur total du puits (m)
h_m	Coefficient de convection (W/m ² ·K)
k	Conductivité thermique (W/m·K)
\dot{m}	Débit massique (Kg/s)
q'	Flux de chaleur par unité de longueur (W/m)
R	Résistance thermique (K /W)
R'	Résistance thermique par unité de longueur (K·m/W)
R_{cond}	Résistance thermique de conduction du tuyau (K·m/W)
R_{conv}	Résistance thermique de convection du fluide dans le tuyau (K·m/W)
r	Coordonnée radiale (m)
r_b	Rayon du puits (m)
r_i	Rayon intérieur du tuyau (m)
r_o	Rayon extérieur du tuyau (m)
t	Temps (s)
T	Température (°C)
u	Coordonnée axiale dans le puits (m)
z	Coordonnée axisymétrique spatiale (m)

Lettres grecs

α	Angle de rotation (°)
α_s	Diffusivité thermique du sol (m ² /s)
β_0	Coefficient de forme
β_1	Coefficient de forme
β	Angle de rotation (°)

Indices

t	Tuyau en PEHD
b	Puits géothermique
CL	Mode climatisation
CH	Mode chauffage
g	Coulis
s	Sol
f	Fluide
fi	Fluide à l'entrée de l'échangeur
fo	Fluide à la sortie de l'échangeur

Variables adimensionnelles

COP	Coefficient de performance
PLF	Facteur de charge partielle
\hat{T}_{fo}	Température du fluide à la sortie du puits
S_b	Facteur de forme

INTRODUCTION

Dans la société actuelle, l'économie et la situation environnementale globale sont devenues des sujets d'actualité faisant partie intégrante de notre quotidien. Les différentes industries et les gouvernements mondiaux tentent, tant bien que mal, de rallier production et relance économique avec écologie, respect de l'environnement et développement durable. L'un des moteurs de l'économie mondiale demeure sans aucun doute la production d'énergie. Que ce soit sous forme de combustible fossile, d'électricité, d'énergie nucléaire ou solaire, elle s'avère nécessaire au développement de tous les pays industrialisés du monde. Par contre, la production et l'utilisation de l'une ou l'autre de ces formes d'énergie entraînent des coûts ainsi qu'un certain niveau de pollution plus ou moins élevé selon le cas. Le développement de nouveaux systèmes plus efficaces et efficients devient donc de plus en plus intéressant et avantageux.

Mis à part l'industrie et les transports, qui constituent sans doute les plus grands consommateurs d'énergie dans le monde, on attribue l'une des plus importantes dépenses énergétiques au chauffage et à la climatisation de l'ensemble des bâtiments occupés par l'homme. Au Canada seulement, environ 29 % de toute l'énergie consommée annuellement est employée pour le conditionnement des espaces habitables (Ressources naturelles Canada, 2010). Les différentes ressources thermiques naturelles mises à notre disposition comme l'énergie solaire et la géothermie peuvent s'avérer très efficaces en ce qui a trait à la diminution de cette dépense énergétique. De plus, un bâtiment qui consomme moins d'énergie produira moins de gaz à effet de serre; ce qui s'avère doublement avantageux.

Aujourd'hui, les systèmes géothermiques utilisant des échangeurs de chaleur sous forme de réseaux de tuyauterie enfouis dans le sol gagnent en popularité auprès des propriétaires de bâtiments résidentiels et commerciaux. L'utilisation du sol pour puiser, stocker ou évacuer de l'énergie améliore grandement le rendement des équipements destinés au chauffage et à la climatisation. Ainsi, les thermopompes géothermiques bénéficient de températures d'entrée à la source relativement constantes tout au long de l'année, et ce, même pendant les périodes de canicule ou de froids intenses. Cela représente un avantage important en comparaison d'une thermopompe conventionnelle qui utilise l'air extérieur comme média d'échange thermique. De plus, l'énergie rejetée en période de climatisation se retrouve en quelque sorte emmagasinée dans le sol dont l'inertie thermique est très élevée. Cette même énergie est par la suite récupérée lors de la saison froide pour effectuer le chauffage du bâtiment. Ce type d'installation, communément appelé système géothermique à boucle fermée, peut donc être perçu comme un immense réservoir qui nous permet de stocker l'énergie lorsque nous voulons nous en débarrasser pour ensuite la réutiliser lorsque nécessaire. Par contre, les coûts importants encourus pour la mise en place d'un système géothermique, notamment en raison du forage des puits dans le sol, ainsi que le prix de l'énergie encore relativement faible au Québec font hésiter bon nombre de propriétaires immobiliers à opter pour ce genre d'installation. Comme l'élément le plus dispendieux pour ce genre de projet constitue l'échangeur géothermique, il faudra accorder une attention particulière au type d'échangeur employé ainsi qu'à son dimensionnement afin d'assurer la viabilité de l'installation.

Dans le but de diminuer le montant inhérent à l'échangeur géothermique, certains proposent une méthode d'enfouissement novatrice qui ne nécessite aucun forage. Ces échangeurs, qui seront plus précisément définis dans les paragraphes à venir, ont la particularité d'être beaucoup plus courts que les échangeurs verticaux conventionnels en plus d'être installés selon un angle relativement important. Le présent mémoire traite de l'impact à long terme d'un tel système sur une maison existante en comparaison à un système de géothermie à boucle fermée verticale dit conventionnel, plus particulièrement de l'efficacité et de la rentabilité d'un tel système.

Dans un premier temps, une étude bibliographique portant sur le développement de nouvelles méthodes analytiques d'étude et de dimensionnement d'échangeur géothermique sera effectuée. Par la suite, le modèle analytique utilisé, les modifications effectuées ainsi que la validation de ce dernier seront présentés dans le chapitre méthodologique. Les résultats obtenus seront observés, analysés et discutés aux chapitres suivants, ce qui mènera à la conclusion et aux recommandations finales relatives à l'étude de ce système.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Mise en contexte

Comme mentionné précédemment, l'installation de thermopompes géothermiques gagne constamment en popularité. Ce phénomène s'explique, entre autres, par leur rendement et leur faible consommation énergétique en comparaison aux systèmes conventionnels de chauffage et de climatisation. La grande efficacité de ce type de système vient du fait qu'il utilise le sol pour puiser ou rejeter l'énergie du bâtiment par le biais d'échangeurs thermiques enfouis sous terre. Ce type de transfert de chaleur minimise les grandes variations de température d'entrée du fluide à la thermopompe et bénéficie en plus du stockage d'énergie dans la masse thermique inépuisable qu'est la terre (Eskilson, 1987).

Ces échangeurs thermiques, ou plus spécifiquement géothermiques, sont généralement constitués d'un long réseau de tuyauterie en polyéthylène haute densité (PEHD) dans lequel circule un fluide caloporteur comme de l'eau ou un mélange d'eau et de glycol. Selon les saisons, le liquide circulant dans les tubes dissipe ou accumule, via le sol, une certaine quantité d'énergie rejetée ou absorbée par la thermopompe. Présentement, les deux types d'échangeurs de chaleur géothermiques les plus couramment employés sont les échangeurs horizontaux et verticaux. Dans le premier cas, un tuyau en PEHD est habituellement couché au fond d'une tranchée de moins de 2 mètres de profondeur sur la totalité de sa longueur. La tranchée est par la suite remblayée à l'aide de sable et de terre. Le principal avantage de ces échangeurs réside dans leur faible coût d'installation, puisqu'ils ne nécessitent aucun équipement spécialisé. En fait, toute machinerie de terrassement standard, comme une tractopelle ou une pelleteuse, suffit amplement à la mise en place de l'échangeur. Malgré tout, les échangeurs verticaux sont habituellement préférés aux horizontaux, puisque ces derniers requièrent de très grandes surfaces de terrain pour permettre un transfert thermique convenable (ASHRAE, 2007).

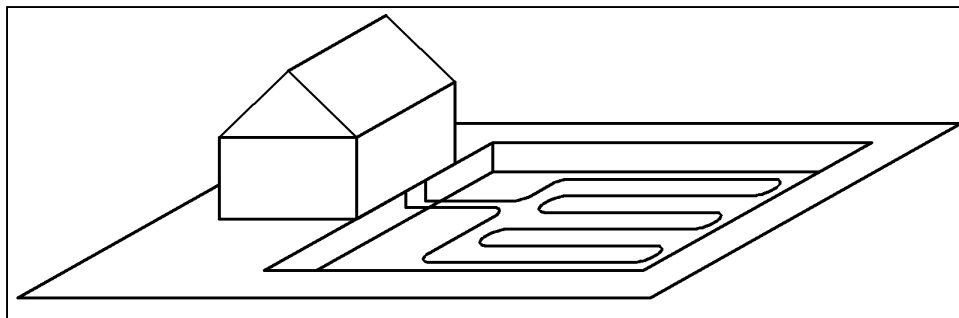


Figure 1.1 Schéma échangeurs horizontaux

La faible profondeur de la tuyauterie dans le sol constitue un autre élément problématique de ce type d'échangeur géothermique. Il est possible de voir à la figure suivante que le sol, à deux mètres, est encore considérablement influencé par les variations de température et les précipitations à la surface, affectant par le fait même le rendement de l'échangeur et les performances du système global. De plus, le principe de stockage d'énergie se trouve altéré de façon considérable, puisqu'à ces profondeurs le transfert thermique entre le sol et la surface est bien plus important que celui avec l'échangeur géothermique. L'énergie rejetée en période estivale par exemple, sera perdue en grande partie au lieu d'être accumulée et récupérée pour la saison de chauffage.

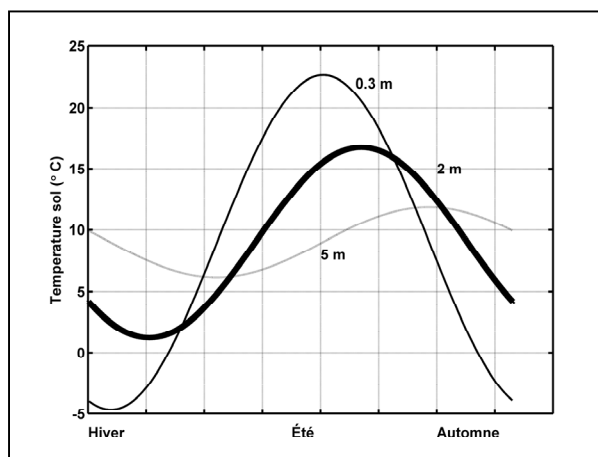


Figure 1.2 Variations saisonnières de température du sol

Les échangeurs géothermiques verticaux sont constitués quant à eux d'un ou plusieurs puits forés dans le sol, d'un diamètre variant entre 0.1 et 0.3 mètre et dont la profondeur peut atteindre 200 mètres (Zeng *et al.* 2002). Chaque puits contient habituellement un ou deux tubes en U de PEHD. L'ensemble du puits est, quant à lui, rempli d'un coulis qui s'apparente quelque peu à du béton. Celui-ci permet d'établir un bon contact thermique entre le tube et le sol, en plus de prévenir les éventuelles fuites de fluide pouvant entraîner une contamination des nappes phréatiques (Sachs, 2002). Ce type d'échangeur occupe donc une surface de terrain très faible en plus de bénéficier des températures quasi constantes du sol à partir d'une certaine profondeur, ce qui améliore le rendement de tout le système (NRECA, 1988). De plus, le phénomène d'accumulation d'énergie est généralement beaucoup plus marqué avec les échangeurs verticaux en dépit du fait que la composition du sol ainsi que l'écoulement d'eau relatif à la nappe phréatique peuvent l'altérer considérablement (Hellström, 1989). Par contre, l'installation requiert une main d'œuvre et des équipements spécialisés qui augmentent de façon significative les coûts d'installation (ASHRAE, 2007).

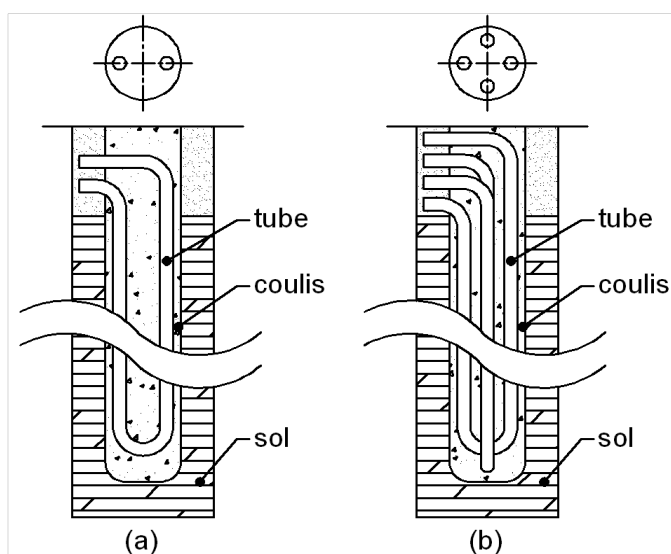


Figure 1.3 Configuration puits géothermiques verticaux
(a) un tube en U et (b) deux tubes en U

Les échangeurs géothermiques étudiés dans le cadre de ce mémoire constituent en quelque sorte un mélange des deux types d'échangeurs observés précédemment.

Il s'agit en fait de puits individuels, à l'instar des échangeurs verticaux, mais beaucoup plus courts et disposés dans le sol selon un angle donné. Développée et brevetée par la compagnie Pretech^{MD}, notamment spécialisée en géothermie, la méthode d'installation, appelée « passe-direct », est employée lorsque le roc se trouve à une profondeur d'au moins 15 mètres sous le sol meuble. Un jeu de tubes composés de PEHD est assemblé selon un procédé d'électrofusion, afin d'obtenir une forme en U comme démontré à la figure 1.4a. Le montage est ensuite installé dans une flèche métallique composée principalement de fer angle (voir figure 1.4b). Cette dernière est poussée directement dans le sol à l'aide de vérins hydrauliques, entraînant par le fait même la tuyauterie en PEHD. Puisque l'implantation de l'échangeur s'effectue uniquement dans le sol meuble, celui-ci se referme naturellement sur la tuyauterie permettant ainsi un bon contact et un excellent échange thermique.

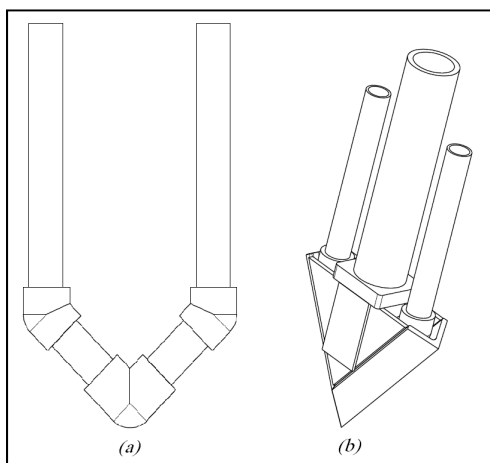


Figure 1.4 Assemblage du système pour insertion

Les équipements utilisés, bien que légèrement modifiés pour les besoins de la cause, demeurent relativement standards. Il s'agit en fait du même genre d'équipement employé pour le redressement des fondations de bâtiment. Leur utilisation s'avère beaucoup moins dispendieuse que les foreuses conventionnelles ce qui contribue, en plus de l'élimination du chemisage d'acier et du coulis, à diminuer significativement le coût d'installation de l'échangeur géothermique. Un autre avantage non négligeable de l'insertion des tuyaux dans le sol selon un angle donné est la réduction de surface de terrain mobilisé par la tuyauterie.

La faible taille des équipements utilisés ainsi que leur flexibilité d'opération permet d'insérer les puits à partir du même endroit en modifiant l'angle d'attaque et en effectuant une rotation autour de l'axe vertical. Il est également possible de procéder à la mise en place de l'échangeur directement dans le sous-sol d'un bâtiment, éliminant ainsi les dommages possibles de la fondation. Cependant, les effets axiaux ainsi que les changements climatiques à la surface du sol doivent être considérés à long terme (Marcotte *et al.* 2010). Dans certains cas, selon l'angle d'installation, une bonne partie de l'échangeur peut se retrouver relativement près de la surface. Cela aurait pour effet de réduire l'efficacité du système en plus de limiter la capacité de stockage d'énergie. Ces différents points, ainsi que plusieurs autres, seront clairement définis, analysés et discutés dans les parties subséquentes de ce mémoire.

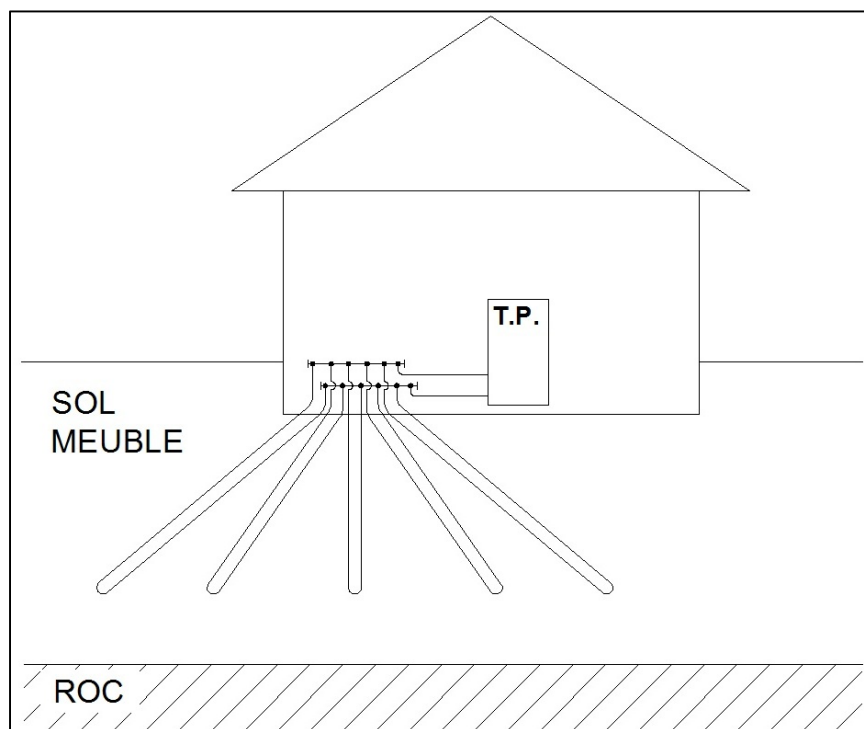


Figure 1.5 Schéma échangeurs inclinés

1.2 Comportement des échangeurs verticaux dans le sol

Lors de l'opération d'un système géothermique à boucle fermée verticale, on compte plusieurs phénomènes d'une influence considérable. Entre autres, l'effet axial définit l'impact de l'échange thermique entre le puits et la surface du sol (Marcotte *et al.* 2010). Comme d'écrit précédemment, à partir d'une certaine profondeur, le sol est en équilibre thermique avec les conditions climatiques à la surface de ce dernier et demeure à température constante en tout temps. Suite aux variations engendrées par le rejet ou l'accumulation de chaleur du système géothermique, l'équilibre thermique est altéré et une certaine quantité d'énergie est perdue ou gagnée à travers la surface du sol. Ce dérèglement énergétique entraîne des changements dans la température aux alentours du puits influant par le fait même les performances du système global. On observe généralement l'impact de cet effet après de longues périodes de temps, en raison de l'importante inertie du sol. L'effet axial permet donc à la température du champ géothermique d'atteindre graduellement un nouvel équilibre thermique (Zeng *et al.* 2002).

L'interférence thermique entre les puits constitue un autre facteur considérable à long terme pour les systèmes géothermiques (Lamarche et Beauchamp, 2007a). Lorsque les puits sont situés trop près les uns des autres, les changements de température dans le sol sont accentués par l'action conjuguée de ces derniers. Ainsi, en période hivernale, la température du sol s'abaisse beaucoup plus qu'un système à puits plus espacés, ce qui entrave l'échange thermique et réduit l'efficacité du système. Ce phénomène, qui se répète lors de la saison de climatisation, influence directement l'échangeur géothermique puisque ce dernier doit être surdimensionné pour compenser cette interférence. On recommande habituellement un espacement minimal de cinq mètres pour réduire l'impact de l'interférence thermique (ASHRAE, 2007).

1.3 Dimensionnement des échangeurs

Dans tout projet de géothermie en boucle fermée, la conception et le dimensionnement de l'échangeur s'avèrent sans contredit les étapes les plus importantes pour la viabilité et l'efficacité du système. Comme exposé plus tôt, les matériaux utilisés et la main-d'œuvre

spécialisée, particulièrement pour les échangeurs verticaux, sont relativement dispendieux. Il est donc primordial d'éviter les surdimensionnements tout en s'assurant d'avoir la longueur d'échangeur minimale pour permettre au fluide caloporteur circulant dans les tubes en PEHD de revenir à la thermopompe géothermique à une température convenable, garantissant ainsi un rendement optimal de tout le système. Pendant cette étape cruciale du projet, le comportement de l'échangeur dans le sol est principalement déterminé à partir de la température moyenne du fluide et de la charge thermique imposée tel que défini dans l'équation suivante (Lamarche, 2010) :

$$T_{fo}(t) = T_f(t) - \frac{q'(t)H}{2\dot{m}C_p} \quad (1.1)$$

La température moyenne du fluide est habituellement calculée à l'aide de l'équation suivante (Lamarche, 2010) :

$$T_f(t) - T_b(t) = q'_b(t)R'_b \quad (1.2)$$

Le flux de chaleur imposé à l'échangeur peut être relativement facile à évaluer puisqu'il dépend uniquement de la thermopompe qui comble la charge de l'espace à conditionner. Il faut ensuite déterminer la résistance thermique du puits et sa température. Dans l'évaluation de cette dernière variable, les facteurs rapportés à la section précédente, soit l'interférence entre les puits et les effets axiaux, doivent être pris en considération, ce qui complique le problème. Pour cette raison, plusieurs méthodes de calcul plus ou moins simplifiées ont été développées pour faciliter la tâche aux concepteurs de système géothermique.

Par exemple, le modèle superposé (SBM), développé par Eskilson (1987), constitue certainement l'une des méthodes les plus reconnues dans le domaine. L'auteur a déterminé numériquement les réponses thermiques de différentes configurations de champs géothermiques pour ensuite compiler ces résultats sous forme de tableaux et de graphiques.

À partir de ces réponses thermiques, appelées « fonctions g », Eskilson (1987) évalue la température du puits au rayon de ce dernier (T_b). Puisqu'elle varie en fonction de l'axe vertical, l'auteur, par souci de précision, utilise la température moyenne sur l'ensemble de la surface du ou des puits comme température de référence T_b . Bien que ce modèle soit considéré comme l'un des plus importants dans le domaine du calcul d'échangeurs géothermiques, on lui reproche un certain manque de flexibilité. En effet, les concepteurs se voient restreints à des arrangements d'échangeurs fixes, laissant peu de marge de manœuvre pour l'optimisation du système. Pour remédier à la situation, plusieurs autres modèles analytiques ont été développés au fil des ans afin d'évaluer précisément le transfert de chaleur dans les puits, tout en simplifiant les modèles théoriques. Malgré le fait que les méthodes numériques deviennent plus conviviales grâce au support informatique, le développement d'expressions analytiques précises demeure un bon moyen de garantir plus de flexibilité et de rapidité dans la conception et l'analyse des systèmes géothermiques.

Certaines méthodes de calcul, jugées trop simples et erronées, ont été remises en question et améliorées par différents experts des domaines de la géothermie et du transfert de chaleur. L'un des principaux modèles mathématiques analytiques pour le dimensionnement d'échangeurs géothermiques se base notamment sur le fait que la profondeur du puits est de dimension beaucoup plus importante que son diamètre. Ainsi, le puits peut être considéré comme une source linéaire de chaleur. La version la plus simple de ce modèle linéaire, qui demeure encore fréquemment utilisée, considère la source comme étant à l'intérieur d'une matière de dimensions infinies, c'est-à-dire le sol (Ingersoll et al. 1954). Malgré sa simplicité d'utilisation, ce modèle demeure inadéquat pour les études à long terme puisqu'il ne tient pas compte des conditions limites à la surface du sol, donc des effets axiaux. Zeng *et al.* (2002) souligne qu'il est effectivement très rare que la charge de chaleur rejetée dans le sol corresponde exactement à celle qui y est puisée et qu'un certain débalancement énergétique est toujours observé. En négligeant l'échange thermique à la surface du sol dans les calculs, on considère que la température variera constamment en fonction du débalancement de charge. Par conséquent, si on utilise cette méthode pour analyser le comportement du puits géothermique d'une maison québécoise, où la charge de chauffage est habituellement plus

grande que celle de refroidissement, on devrait observer une diminution graduelle de la température du sol avec les années sans aucune stabilisation, même après de longues périodes. Si le dimensionnement de l'échangeur est basé sur 10 années d'opération ou plus, les faibles températures du sol feront en sorte que la longueur totale du puits devra être plus élevée pour permettre un échange de chaleur adéquat. Alors qu'en réalité, les effets axiaux stabiliseront la température du sol après un certain temps jusqu'à l'atteinte d'un équilibre thermique.

La source linéaire finie est une variante du modèle précédent fréquemment utilisée pour l'étude de puits géothermiques. Comme son nom l'indique, ce modèle représente de façon simplifiée le puits comme une source de chaleur linéaire de dimension finie dans un médium d'échange semi-infini qui symbolise le sol et les conditions à sa surface (Zeng *et al.* 2002).

Au fil des ans, plusieurs auteurs ont repris ce modèle afin de l'améliorer et de rendre son expression analytique plus performante et conviviale. Zeng *et al.* (2002) propose notamment d'employer la température au milieu du puits, soit à $r = r_b$ et $z = H/2$, comme température de référence. Cette simplification permet l'élimination de l'intégrale double normalement utilisée pour l'évaluation de la température moyenne du puits et allège considérablement la formule. Par contre, cette approche mène à une surestimation de la température, influençant ainsi la conception de l'échangeur.

Pour remédier à la situation, Lamarche et Beauchamp (2007a) proposent une nouvelle approche plus efficace et plus près des résultats numériques de Eskilson (1987) que les autres modèles analytiques définis précédemment pour l'évaluation de la « fonction g ». Les auteurs utilisent l'expression de la source linéaire finie proposée par Zeng *et al.* (2002), effectuent certaines modifications pour la rendre numériquement plus efficace et déterminent par la suite le profil de température intégral à la surface du puits. Ces résultats sont ensuite comparés à ceux obtenus par le biais des méthodes analytiques définies par les autres chercheurs.

Il s'avère que le modèle développé par Lamarche et Beauchamp (2007a) donne des résultats très similaires à ceux tabulés par Eskilson (1987), alors que pour les autres modèles, on observe une surévaluation notable de la température, particulièrement à long terme.

Bien que cette méthode soit dite analytique, il est nécessaire de passer par une plateforme de calcul numérique afin d'utiliser cette dernière. En effet, l'expression contient des intégrales propres et impropres qui ne peuvent être évaluées autrement. Par contre, l'utilisation de cette nouvelle « fonction g » analytique est non seulement plus précise, mais également beaucoup plus rapide en matière de temps de calcul qu'une méthode dite numérique, ce qui devient très avantageux pour les analyses à long terme.

Dans le même ordre d'idée, Cui *et al.* (2006) continuent également les travaux de Zeng *et al.* (2002) pour étudier l'effet de l'inclinaison des puits sur l'interférence thermique entre ceux-ci. Ils utilisent comme modèle de base la source linéaire finie auquel certaines modifications mathématiques sont apportées afin de tenir compte de l'angle des puits. Dans ce cas, l'évaluation de la température moyenne du puits nécessite un calcul intégral triple relativement complexe. Pour simplifier ce dernier, Cui *et al.* (2006) évaluent la température de référence en un point au milieu du puits pour ramener le tout à une équation intégrale simple. Cependant, à l'instar du modèle proposé par Zeng *et al.* (2002), cette hypothèse mène à une surestimation de température pouvant atteindre 10 %. Cui *et al.* (2006) effectuent par la suite, plusieurs comparaisons entre des champs géothermiques à puits verticaux standards et d'autres champs géothermiques comportant des puits de mêmes dimensions, mais avec une certaine inclinaison. En fonction des configurations étudiées, Cui *et al.* (2006) présentent des diminutions de l'interférence thermique pouvant atteindre 35 % pour des puits d'une inclinaison de vingt degrés par rapport à l'axe vertical.

En s'inspirant de ces derniers, Marcotte et Pasquier (2009) poussent plus loin l'analyse des puits géothermiques inclinés en ajoutant notamment, la possibilité de modéliser un puits incliné dont l'extrémité supérieure se situe sous la surface du sol. Le nouveau modèle permet donc de simuler une couche d'isolant au dessus du puits ou tout simplement l'installation

d'échangeurs thermiques verticaux sous un bâtiment donné. Dans le modèle proposé, la température est déterminée en un point du puits sans toutefois négliger la variation axiale de température menant ainsi à une équation intégrale double. À partir des améliorations mathématiques apportées au modèle linéaire fini par Lamarche et Beauchamp (2007a), Marcotte et Pasquier (2009) ont effectué plusieurs comparaisons pour démontrer les avantages possibles de l'utilisation de puits inclinés au lieu de puits verticaux standards. Selon les résultats présentés dans l'étude de cas, la réduction d'interférence thermique entre des puits rapprochés entraîne une diminution de 20 % de la longueur totale de l'échangeur géothermique, tout en conservant les mêmes performances. De plus, suite à une modélisation d'un puits de 30 mètres avec différents angles d'inclinaison, il est brièvement démontré que les effets de surfaces, ou effets axiaux, sont plus prononcés pour les échangeurs grandement inclinés.

À l'instar de ses travaux précédents Lamarche (2011), dans un article subséquent, reprend le modèle de départ de Cui *et al.* (2006) ainsi que de Marcotte et Pasquier (2009) et en améliore l'expression mathématique afin de générer analytiquement les « fonctions g » pour des puits inclinés de façon plus rapide. L'auteur utilise un schéma mathématique particulier qui permet de prendre en compte des variations de charge horaire sans trop affecter le temps de calcul, ce qui offre beaucoup plus de précision dans l'évaluation du profil de température des puits géothermiques. C'est d'ailleurs ce modèle analytique qui est utilisé dans le cadre du présent mémoire pour l'étude du système géothermique qui sera décrit de façon plus exhaustive dans les chapitres suivants.

Comme vu dans l'équation 1.2, l'autre variable primordiale dans l'évaluation de la température du fluide sortant de l'échangeur géothermique est la résistance thermique du puits. Cette dernière tient compte notamment de plusieurs paramètres différents dont la conductivité et la convection du fluide, la conductivité du tuyau de PEHD et du coulis ainsi que de la configuration physique du puits. Encore une fois, plusieurs techniques différentes ont été développées au fil des années afin d'évaluer précisément cette donnée qui influence directement le dimensionnement de l'échangeur.

L'un des modèles théoriques les plus utilisés décompose la résistance thermique globale du puits en deux parties différentes, soit la résistance thermique du tuyau de PEHD et celle du coulis.

$$R_b = R_p + R_g \quad (1.3)$$

Où R_p s'évalue de la façon suivante :

$$R_p = R_{cond} + R_{conv} \quad (1.4)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{4 * \pi * k_t} \quad (1.5)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{4 * \pi * r_i * h_m} \quad (1.6)$$

Pour ce qui est de la résistance thermique du coulis, plusieurs expressions différentes sont utilisées. L'une des expressions des plus populaires est celle proposée par Paul (1996) qui est basée sur des résultats expérimentaux pour trois configurations de puits différentes.

$$R_g = \frac{1}{S_b * k_g} \quad (1.7)$$

$$S_b = \beta_0 \left(\frac{2 * r_b}{2 * r_o} \right)^{\beta_1} \quad (1.8)$$

Les coefficients β_0 et β_1 sont définis au tableau suivant en fonction de l'arrangement des tuyaux de PEHD dans le puits, voir figure 1.6.

Tableau 1.1 Paramètre de l'équation 1.8

Arrangement	β_0	β_1
A	14,4509	-0,8176
B	17,4427	-0,6052
C	21,9059	-0,3796

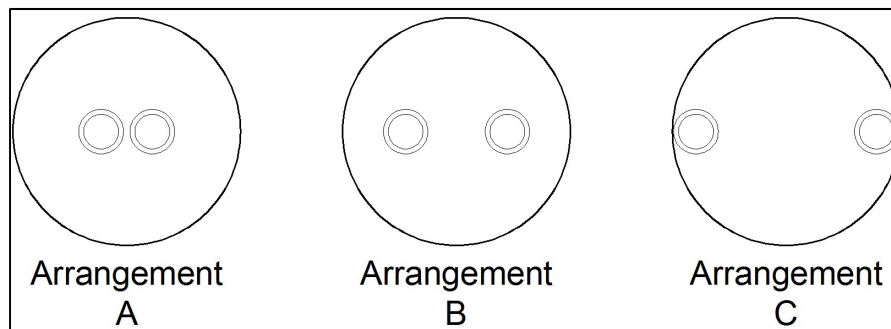


Figure 1.6 Configuration des tuyaux dans le puits

Une autre expression largement employée pour l'évaluation de la résistance du coulis est celle proposée par Hellstrom (1989):

$$R_g = \frac{1}{4\pi k_g} \left[\ln \left(\frac{r_b}{r_p} \right) + \ln \left(\frac{r_b}{2x_c} \right) + \sigma \ln \left(\frac{(r_b/x_c)^4}{(r_b/x_c)^4 - 1} \right) \right] \quad (1.9)$$

Où

$$\sigma = \frac{k_g - k_s}{k_g + k_s} \quad (1.10)$$

Celle-ci est notamment utilisée dans le modèle DST qui est employé dans le logiciel TRNSYS pour la simulation de puits géothermiques verticaux. Ce dernier modèle sera exposé de façon plus exhaustive à la section suivante.

Lors de la conception d'un champ géothermique, plusieurs facteurs peuvent influencer la résistance thermique des puits. La composition du sol, le débit et la nature du fluide circulant dans les tubes, le diamètre du puits, le type de coulis, la conductivité des tubes ainsi que la configuration de ces derniers dans le puits constituent tous des éléments à prendre en considération dans les calculs. La plupart des modèles pratiques qui ont été développés sont trop simplifiés ou négligent certains paramètres. Le changement de température du fluide dans le tube fait partie intégrante de ces paramètres. Zeng *et al.* (2003), dans la continuité des travaux de Hellstrom (1989) et d'Eskilson (1987), ont développé un modèle quasi-3D du transfert de chaleur d'un puits tout en tenant compte de la variation de température du fluide et par le fait même de l'interférence entre les tubes. Il emploie bien entendu certaines simplifications afin de pouvoir utiliser le modèle de manière analytique. Par exemple, l'auteur ne tient pas compte de la capacité thermique du coulis. Il considère que la température à $r = r_b$ est uniforme, mais qu'elle varie dans le temps et que les propriétés thermiques du sol demeurent constantes. De plus, Zeng *et al.* (2003) négligent la conduction axiale et ne considèrent que la conduction radiale, malgré le fait que la température du fluide varie axialement, c'est-à-dire que la convection axiale est prise en compte. Voilà donc pourquoi on considère son modèle comme étant quasi 3D.

À partir de ce modèle, Zeng *et al.* (2003) produisent deux équations destinées au calcul de résistance des puits. La première est appliquée aux puits à simples et doubles tubes raccordés en série, alors que la deuxième relation concerne les puits à doubles tubes raccordés en parallèle.

$$R_b = \frac{H}{2\dot{m}C_p} \cdot \frac{1 + \hat{T}_{fo}}{1 - \hat{T}_{fo}} \quad (1.11)$$

$$R_b = \frac{H}{4\dot{m}C_p} \cdot \frac{1 + \hat{T}_{fo}}{1 - \hat{T}_{fo}} \quad (1.12)$$

Où \hat{T}_{fo} définit la température adimensionnelle du fluide à la sortie du puits obtenue par différents calculs de transformée de Laplace qui tiennent compte de plusieurs paramètres géométriques et physiques.

De ces équations, plusieurs conclusions sont tirées au niveau de la résistance thermique du puits. Il est démontré d'entrée de jeu que les puits contenant deux tubes en U offrent une bien moins grande résistivité que ceux qui n'en contiennent qu'un seul. Ce qui paraît évident, puisque la surface d'échange de l'un est doublée par rapport à l'autre. À l'aide de ce modèle, il est également exposé que les deux paramètres significatifs pour le calcul de la résistance du puits sont la conductivité du coulis ainsi que la distance entre les tubes. Ainsi, plus les tubes sont espacés dans le puits, moins l'effet de l'interférence thermique est important.

Dans le même ordre d'idée, Marcotte et Pasquier (2008a) proposent une nouvelle équation pour enrayer certaines simplifications inappropriées dans l'évaluation de la résistance thermique des puits. Comme mentionné précédemment, ce paramètre de même que la conductivité et la capacité thermique du sol constituent des éléments cruciaux pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur géothermiques. Pour l'évaluation des caractéristiques du sol, il est possible d'utiliser certaines valeurs approximatives basées sur les connaissances géologiques du site, ou de pratiquer un test de réponse thermique. À partir de ce test d'une durée de quelques jours, l'estimation de la résistance thermique du puits peut être effectuée en utilisant la température moyenne du fluide qui circule dans les tubes en U. Comme dans la plupart des modèles utilisés pour le dimensionnement, on estime la température moyenne du fluide à partir de l'une des équations suivantes :

$$T_f = \frac{T_{fi} + T_{fo}}{2} \quad (1.13)$$

$$|T_{lf}| = \frac{|\Delta T_{fo}| - |\Delta T_{fi}|}{\ln(|\Delta T_{fo}|/|\Delta T_{fi}|)} \quad (1.14)$$

Où ΔT_{fo} et ΔT_{fi} représentent les variations de température du fluide à l'entrée et la sortie du puits en comparaison avec la température du sol non perturbé par l'échangeur géothermique, c'est-à-dire $\Delta T_{fi} = T_{fi} - T_g$.

L'utilisation de ces équations ne représente pas la réalité et mène à une surestimation de la résistance du puits, engendrant par le fait même un surdimensionnement du champ géothermique. De ce fait, ces dernières formules ne s'avèrent justes que lorsque le flux de chaleur ou la température sont constants tout au long du puits, ce qui n'est concrètement pas le cas. Marcotte et Pasquier (2008a) ont donc développé une équation qui tient compte d'une variation de température du fluide beaucoup plus réaliste à l'intérieur du tube entre l'entrée et la sortie de ce dernier.

$$\Delta T_{p'} = \left\{ 1/2 \left(\Delta T_{fo}^{p'} + \Delta T_{fi}^{p'} \right) \right\}^{1/p'} \quad (1.15)$$

Où le facteur p' représente la moyenne arithmétique ($p' = 1$), la moyenne géométrique ($p' = 0$) ainsi que la moyenne harmonique ($p' = -1$).

Par la suite, une comparaison est effectuée sous forme d'analyse de profil de température dans le puits, entre la nouvelle équation, celles présentées ci-haut, ainsi qu'un modèle numérique défini dans Comsol. L'équation de Marcotte et Pasquier (2008a) s'avère beaucoup plus précise que celles employées précédemment, particulièrement avec $p' \rightarrow -1$. De plus, les auteurs (Marcotte et Pasquier, 2008a) procèdent à une petite étude économique afin de mesurer l'impact d'une légère erreur dans l'évaluation de la résistance thermique du puits.

Pour ce faire, il utilise l'équation de dimensionnement de Kavanaugh et Rafferty (1997) pour deux scénarios différents. Le premier avec une résistance thermique de puits de l'ordre de 0.10 mKW^{-1} et le second avec une augmentation à 0.15 mKW^{-1} . Il évalue ensuite le coût de fonctionnement des deux systèmes comparés sur une période de 10 années. Les résultats obtenus sont pour le moins éloquentes. En effet, l'investissement de départ du deuxième scénario est 17.5 % plus important pour une économie d'énergie de seulement 2.2 % par rapport au premier scénario.

En se basant sur les notions précédentes, le présent mémoire se penchera sur un type bien particulier d'installation géothermique à puits inclinés. L'impact de l'utilisation à long terme de ce dernier sera étudié afin d'en déterminer les principaux avantages et inconvénients.

1.4 Simulation numérique

Les méthodes de calcul analytiques s'avèrent d'excellents outils pour le dimensionnement rapide des échangeurs géothermiques. Par contre, les logiciels de simulations numériques semblent beaucoup plus pratiques quand vient le temps d'étudier le comportement de ces derniers lorsqu'ils sont en activité. Bien que beaucoup plus lourds du côté informatique que les équations analytiques implémentées sous un langage de programmation tel que Matlab, ces logiciels spécialisés offrent généralement plus de possibilités et permettent de tenir compte de plusieurs facteurs qui varient dans le temps de façon simple et rapide. Le logiciel utilisé dans le cadre de ce mémoire, TRNSYS, définit les puits géothermiques verticaux sous le modèle « Duct Storage », appelé modèle DST. La version originale de ce modèle a été simplifiée par Hellström (1989) afin de diminuer les temps de calcul. Elle correspond au TYPE 557 dans la bibliothèque TESS ou « Thermal Energy Systems Specialists » du logiciel.

Le modèle DST tient compte de trois composantes particulières : les tubes en PEHD des échangeurs verticaux dans lequel circule le fluide caloporteur, la zone d'échange principale, qui représente un volume de sol cylindrique qui englobe les puits et dont les propriétés thermiques sont homogènes, et enfin, le sol en dehors de la zone principale, qui peut comporter plusieurs strates aux propriétés thermiques différentes. Le transfert de chaleur s'effectue par convection entre le fluide circulant dans l'échangeur et les parois internes des tubes en U ainsi que par conduction entre les tubes et le sol. Il est aussi possible d'ajouter une couche d'isolation sur le dessus de la zone d'échange principale.

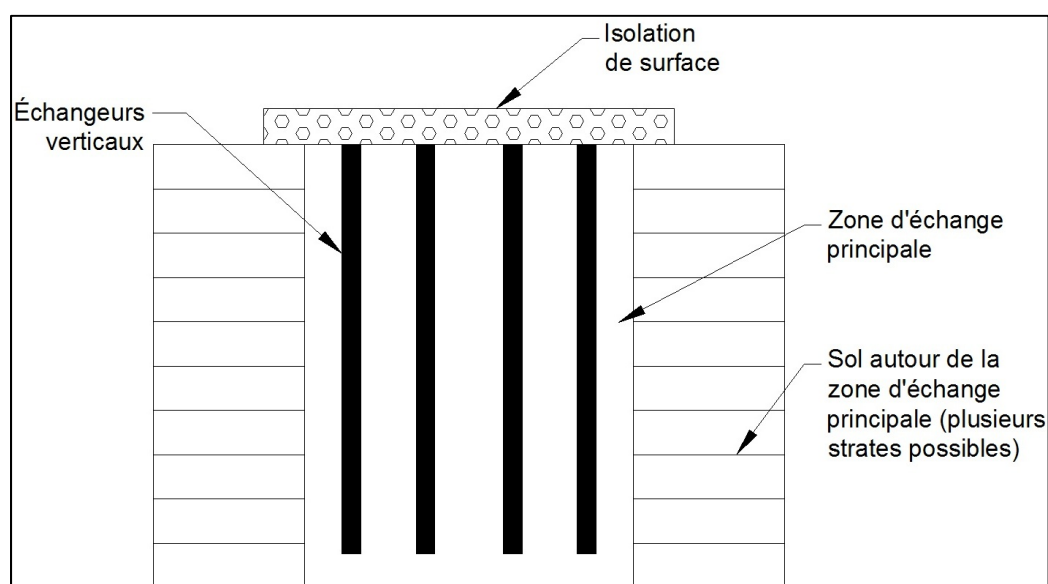


Figure 1.7 Schéma modèle DST

La température du sol dans la zone d'échange principale est déterminée à partir de la superposition de trois solutions différentes de niveau global, local et en régime permanent. La solution globale permet de déterminer le transfert thermique entre la zone d'échange principale et le reste du sol. Au niveau local, les échanges de chaleur à court terme entre les puits et la zone d'échange principale sont définis. La solution en régime permanent, quant à elle, détermine le niveau de transfert thermique entre les puits, la zone principale et le sol, à long terme. Dans sa solution globale, le modèle DST dispose des échangeurs verticaux de façon uniforme dans le volume de stockage principal.

Ainsi, plus le volume de stockage est faible, plus les puits seront rapprochés et plus l'interférence thermique entre ces derniers sera importante.

Le modèle DST néglige certains phénomènes comme l'écoulement d'eau souterraine et les variations des propriétés à la surface de la zone de stockage. L'auteur (Hellstörn, 1989) affirme que le mouvement d'eau de la nappe phréatique varie fortement en fonction du site et qu'il est difficile d'en évaluer l'impact réel sur le stockage de chaleur dans le sol. De plus, il affirme que ce genre d'installation s'effectue rarement dans des endroits où les mouvements d'eau souterraine sont importants. Les changements de propriétés à la surface de la zone principale, comme la présence de glace ou d'infiltration d'eau, sont considérés comme négligeables, puisqu'ils ne représentent qu'une très faible portion de l'échangeur géothermique vertical total. Bien que le modèle tienne compte de l'effet axial, Hellstörn (1989) affirme que l'impact de ces phénomènes n'influence que les puits installés à faible profondeur et préfère considérer une température moyenne invariable à la surface de cette zone.

CHAPITRE 2

MODÉLISATION NUMÉRIQUE ET ANALYTIQUE DU SYSTÈME

2.1 Description générale

Il y a quelques années, l'auteur a été approché par ses professeurs afin d'étudier l'installation géothermique particulière qu'un ancien étudiant de l'École de Technologie Supérieure a décidé d'employer pour le chauffage et la climatisation de sa future maison. Cette dernière a été achevée en 2009, dans une banlieue située tout juste au nord-est de Montréal. La particularité du système géothermique de cette habitation unifamiliale réside principalement dans l'échangeur enfoui dans le sol. Comme décrit précédemment, une méthode sans forage a été employée pour l'insertion des puits dans le sol, afin de réduire l'investissement relatif à leur installation. Les angles d'installation importants ainsi que les faibles dimensions des puits ont suscité des questionnements quant aux bénéfices et aux inconvénients de l'utilisation de ces échangeurs. Dans le but d'analyser le comportement à long terme du système, ce dernier a été modélisé dans le logiciel de simulation numérique TRNSYS ainsi que sous le langage de programmation Matlab. Les principaux éléments du système sont définis dans les pages suivantes.

2.2 Modélisation de la maison sous TRNSYS

Dans le but d'évaluer le plus précisément possible les charges annuelles de climatisation et de chauffage relatives à ladite maison, cette dernière a été entièrement modélisée dans TRNSYS avec l'aide du sous-logiciel TRNBuild. Celui-ci permet de définir l'ensemble des caractéristiques physiques d'un bâtiment comportant plusieurs zones de charge et d'utilisation différentes pour ensuite générer l'élément TYPE 56 utilisé par TRNSYS pour simuler le comportement thermique de l'ensemble. Il est donc nécessaire d'entrer dans ce sous-logiciel la surface des murs et des fenêtres, leur orientation et leur composition, de définir les systèmes et les zones thermiques, l'occupation, etc.

L'ensemble de ces valeurs a donc été déterminé à partir des plans réels de la maison qui n'était pas encore construite à l'époque de son implémentation numérique. Cette dernière est en fait une maison de type unifamiliale à demi-niveau de 350 m² de surface habitable comprenant également un garage double répartie sur deux étages. La façade de la maison est orientée franc Nord, à quelques degrés près. L'enveloppe du bâtiment est principalement composée de béton au niveau du sous-sol et d'une ossature de bois recouverte de briques au rez-de-chaussée et à l'étage. Les détails thermiques de la composition de l'enveloppe externe qui ont été utilisés comme données de simulation sont exposés au tableau suivant :

Tableau 2.1 Caractéristiques thermiques de l'enveloppe extérieure

Parois	Facteur U (W/m²K)	Caratéristiques générales
Mur fondation	0,242	Panneau polystyren extrudé 2.5" Mur de béton 10" Colombage 2"x3" Laine fibre de verre R12 Gypse 1/2"
Mur extérieur	0,204	Brique Polyurethane giclé 1" Panneau OSB 7/16" Colombage 2"x6" Laine soufflée R25 Gypse 1/2"
couverture	3,000	Badreaux asphalte Papier noir asphalté Panneau OSB 1/2"

Il est important de noter que les valeurs du coefficient de transmissibilité thermique, communément appelé facteur U, employées pour les matériaux entrant dans la composition des murs sont celles fournies dans la librairie américaine de TRNBuild et sont fondées sur les valeurs normalisées de l'ASHRAE (2007). Au niveau des fenêtres, les propriétés thermiques ont aussi été choisies parmi les données standardisées du logiciel. Il s'agit de fenêtres à double vitrage et faible émissivité avec un coefficient de transmissibilité thermique de 1.7 W/m²K.

La maison a été modélisée en quatre zones thermiques adjacentes, soit le garage, le sous-sol, l'étage et l'entretout. Bien entendu, il aurait été possible d'effectuer une modélisation beaucoup plus raffinée en séparant le bâtiment en beaucoup plus de zones distinctes. Cependant, le but premier de cet exercice était de déterminer les charges globales de climatisation et chauffage, il n'était donc pas nécessaire d'alourdir la simulation avec un modèle trop complexe. Les murs internes séparant chacun de ces espaces ont aussi dû être définis dans TRNBuild à partir de la même base de données que les murs extérieurs. Les caractéristiques de ces derniers sont décrites au tableau suivant :

Tableau 2.2 Caractéristiques thermiques des cloisons internes

Parois	Facteur U (W/m²K)	Caratéristiques générales
Mur adjacent Sous-sol / Garage	0,362	Gypse 1/2" Colombage 2"x3" Panneau polystyren extrudé 2.5" Mur de béton 6" Colombage 2"x3" Gypse 1/2"
Mur adjacent Étage / Garage	0,277	Gypse 1/2" Colombage 2"x6" Laine soufflée R25 Gypse 1/2"
Plafond adjacent Étage / Entre-toit	0,183	Laine fibre de verre R31 Colombage 2"x8" Gypse 1/2"

Le chauffage de cette maison est principalement effectué par l'entremise de planchers radiants situés au sous-sol et à l'étage. Ces derniers ont également été implémentés dans le modèle numérique du bâtiment en tant que couches actives insérées entre deux couches de béton. La couche active représente en fait les tubes dans lesquels circule le fluide caloporteur et l'ensemble de la paroi doit respecter les caractéristiques physiques présentées à la figure suivante pour être prise en compte par le logiciel.

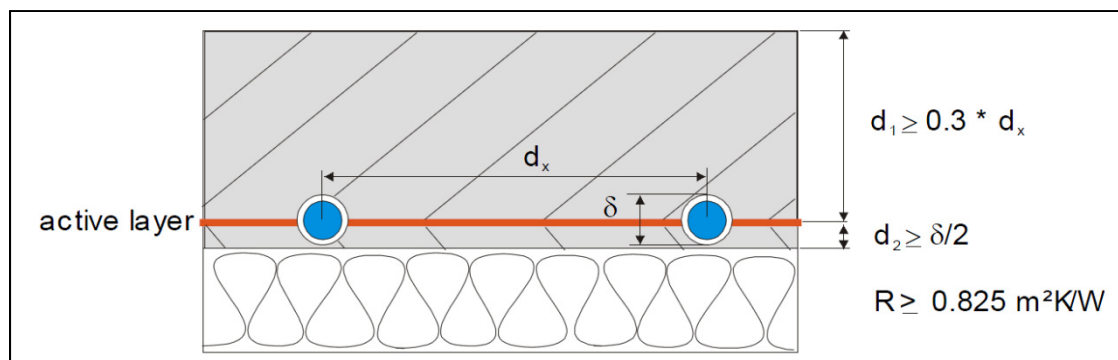


Figure 2.1 Schéma de la couche active TRNBuild

Encore une fois, pour des fins de simplification du modèle, les réseaux de tuyauterie des deux planchers chauffants ont été dimensionnés et segmentés à l'aide du module inclus dans TRNBuild. Cette simplification n'a pas vraiment d'impact sur le calcul des charges globales du bâtiment qui demeure l'objectif principal de cette numérisation.

Dans chacune des zones, des particularités ont été ajoutées pour tenir compte de certaines charges internes relatives à leur utilisation. Le sous-sol et l'étage sont très semblables puisqu'ils représentent les zones habitées de la maison. L'horaire d'occupation typique est de 7 h à 22 h en moyenne pour deux personnes dont le degré d'activité implique un travail léger en position assise pour un dégagement total d'environ 120 watts. Ces valeurs standards ont été choisies directement dans le logiciel et font également partie des données normalisées de l'ASHRAE (2007). De plus, comme la maison possède une bonne surface de fenestration, une densité d'éclairage relativement faible de 9 W/m^2 a été prise en compte. Les autres éléments de dégagement de chaleur tel que les condenseurs du réfrigérateur et du congélateur ont été négligés en raison du manque de données techniques, mais pourraient également être inclus dans le modèle. Les températures maintenues dans ces espaces sont fonction de l'occupation et des conditions extérieures. Ce point particulier et le taux de ventilation seront détaillés dans les paragraphes suivants.

La zone garage ne comporte aucune charge spécifique puisque le niveau d'activité y est relativement faible ou très occasionnel comparativement au reste de la maison.

Comme il était difficile de déterminer le taux d'infiltration relatif à l'ouverture des portes et la charge de chauffage résultant de l'entrée d'un véhicule froid dans le garage, un système de chauffage électrique a été intégré à cette zone pour la maintenir à son point de consigne minimum de 10 °C tout au long de l'année. La charge de chauffage du garage ne sera donc pas prise en compte par le système général de conditionnement de la maison décrit plus bas, mais influencera tout de même les pièces adjacentes en raison de la différence de température ambiante.

À l'instar du garage, l'entretoit ne contient aucune charge spécifique. La seule particularité de cette zone est le niveau de changement d'air à l'heure assuré par les deux ventilateurs d'entretoits de marque « Ventilation Maximum » dont les caractéristiques sont fournies en annexe. L'utilité principale de ces ventilateurs consiste à éviter tout problème de condensation qui pourrait se produire dans l'entretoit et endommager l'isolant qui s'y trouve. Ces équipements spécifiques fonctionnent grâce à l'effet combiné des vents extérieurs et des variations de pression entre l'intérieur et l'extérieur. Les débits d'air maximums varient selon les différents modèles offerts par la compagnie. Dans le cas présent, les capacités maximums des ventilateurs installés représentent environ sept changements d'air à l'heure, toutefois, ces derniers ne fonctionneront pas constamment à plein rendement. La moitié du taux de ventilation maximal a donc été considéré comme constant tout au long de l'année, soit 3.5 changements d'air à l'heure.

2.3 Conditions climatiques

Les conditions climatiques dans lesquelles se trouve la maison ont été modélisées à l'aide des éléments Type 109, 33e et 69 b qui représentent respectivement un lecteur de données climatiques, une table psychométrique ainsi qu'un indicateur de température effective du ciel. Le Type 109 tire ses valeurs d'une bibliothèque incluse dans TRNSYS appelé Meteonorm, contenant des informations sur les températures extérieures, la pression atmosphérique, l'ensoleillement, les vents, le taux d'humidité et plusieurs autres données pour différentes régions et villes du monde entier.

Comme la maison a été construite à proximité de Montréal, les conditions climatiques de cette métropole qui ont été utilisées. Le Type 33e permet notamment de calculer la température du point de rosé extérieur utilisé par le Type 69 b pour déterminer une température effective du ciel. Cette dernière permet de tenir compte de l'énergie perdue par les parois de la maison sous forme de radiation vers le ciel. Ces trois éléments permettent donc de modéliser précisément les conditions extérieures que l'enveloppe de la maison et son système mécanique doivent pallier pour maintenir un espace intérieur confortable.

2.4 Validation du modèle de maison



Afin de valider le modèle numérique de la maison, une simulation a été effectuée en tenant compte seulement des charges dues aux conditions climatiques extérieures, à l'éclairage et à l'occupation de deux personnes selon l'horaire décrit précédemment. En période de chauffage, le point de consigne de la température intérieure est de 21 °C pendant le jour et de 15 °C la nuit. En période estivale, la température est maintenue à 25 °C en tout temps. Le profil de charge de la maison est démontré dans la figure suivante :

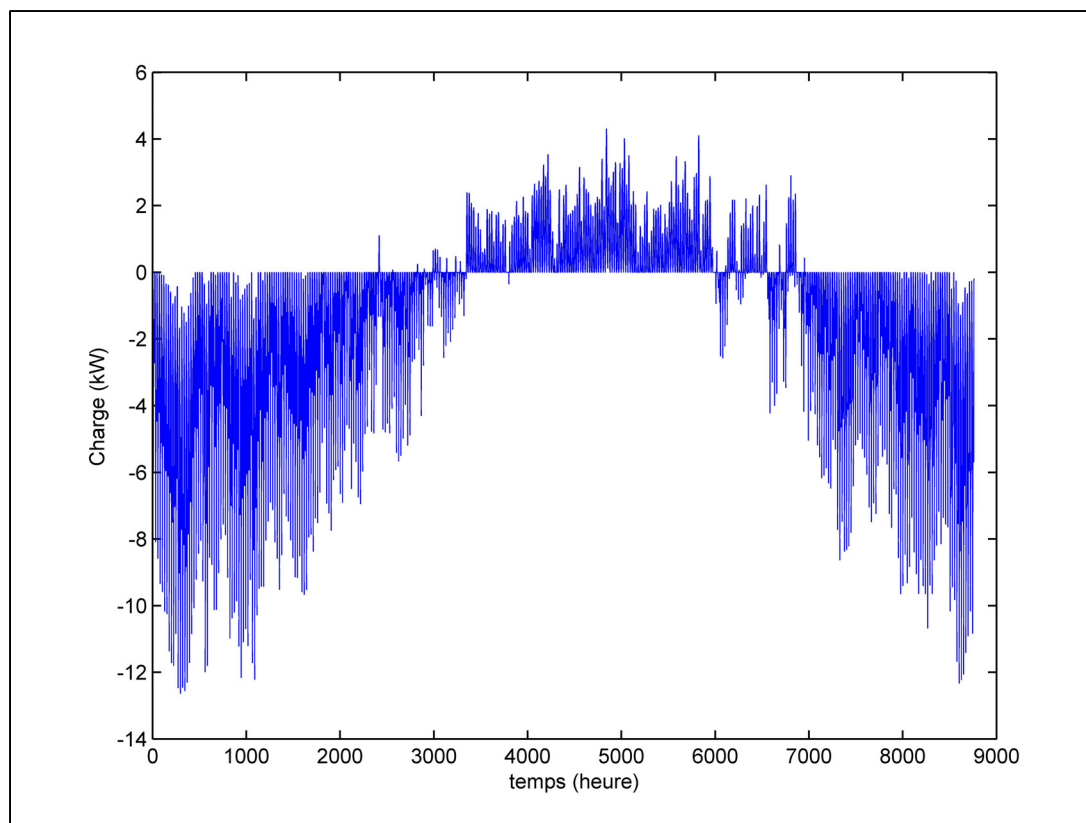


Figure 2.2 Profile de charge de la maison

En compilant les données horaires au niveau de la puissance nécessaire à la maison on obtient les consommations énergétiques suivantes :

Tableau 2.3 Profile de charge de la maison en kWh

Charge annuelle de climatisation	2 088
Charge annuelle de chauffage	13 309
Charge totale annuelle	15 397

Selon le rapport annuel publié par Hydro-Québec (2011), environ 16 205 kWh sont consommés en moyenne annuellement par les bâtiments de type résidentiel et agricole. Pour comparer les données du modèle numérique avec celles mesurées dans les foyers québécois, il faut prendre en considération certains points.

D'abord, la grande majorité des habitations québécoises sont chauffées grâce à des radiateurs électriques dont le coefficient de performance est d'environ 1.0. La consommation annuelle d'électricité du modèle numérique liée au chauffage de la maison peut donc être évaluée directement à 13 309 kWh.

Bien que l'installation de thermopompe et/ou de système de climatisation gagne en popularité pour les nouvelles habitations, la plupart des maisons existantes ne sont pas équipées de tels systèmes. Il faut également considérer que ces équipements fonctionnent en moyenne avec un coefficient de performance moyen d'environ 3.0. Ainsi, la consommation découlant de la climatisation de la maison peut être évaluée à 696 kWh annuellement.

Il faut aussi tenir compte de la consommation électrique liée au chauffage de l'eau chaude domestique qui n'a pas été prise en compte dans le modèle numérique. Selon l'ASHRAE (2007), une personne utilise en moyenne 57 litres d'eau chaude lorsqu'elle prend une douche. En avançant les hypothèses que deux personnes prennent leur douche chaque jour dans cette maison, que la température moyenne de l'eau froide domestique est de 10 °C et que la température moyenne d'une douche est 40 °C, la consommation d'énergie relative à l'eau chaude domestique sera évaluée par l'équation suivante :

$$\frac{0,114 \text{ m}^3}{\text{jour}} * \frac{365 \text{ Jours}}{\text{année}} * \frac{4190 \text{ kJ}}{\text{m}^3 \cdot \text{°C}} * \frac{\text{kWh}}{3600 \text{ kJ}} * (40\text{°C} - 10\text{°C}) \approx \frac{1400 \text{ kWh}}{\text{année}} \quad (2.1)$$

Bien que cette équation néglige les pertes d'énergie par l'enveloppe du chauffe-eau ainsi que par la tuyauterie, elle donne une bonne approximation des besoins électriques annuels liés à cette application.

La consommation électrique annuelle de la maison pour le chauffage, la climatisation et l'eau chaude domestique est donc évaluée à 15 409 kWh. À cette valeur doit s'ajouter l'énergie nécessaire à tous les autres appareils électroménagers qui consomment une quantité non négligeable d'électricité tel que le réfrigérateur, la cuisinière, la machine à laver, le sèche-

linge, le lave-vaisselle, etc. La charge annuelle de la maison est donc tout à fait comparable à ce qui est présenté dans le rapport annuel d'Hydro-Québec (2011), le principal distributeur d'électricité de la province, ce qui permet d'assurer la validité le modèle numérique de la maison.

2.5 Modélisation du système générale

Le système destiné au chauffage et à la climatisation qui a été mis en place dans cette maison comprend plusieurs équipements spécifiques. En plus du plancher radiant, un réseau de distribution d'air a également été installé pour permettre la climatisation de la maison en période estivale à partir de la thermopompe géothermique. Un ensemble de capteurs solaires a également été installé sur le toit de la résidence. Cependant, ce dernier n'a pas été modélisé dans le cadre du présent mémoire puisque l'échangeur géothermique constituait le centre d'intérêt. Par contre, il serait intéressant d'ajouter cette composante au système pour en étudier son impact dans le cadre d'une future analyse.

2.5.1 Thermopompe géothermique

L'élément principal du système, outre l'échangeur géothermique, est sans contredit la thermopompe. Cette dernière, dont les spécifications techniques sont fournies en annexe, a la particularité de fonctionner du côté de la charge avec deux médias d'échange différents, soit l'air et l'eau. Elle est constituée de trois échangeurs thermiques distincts et d'un jeu de valves d'inversion lui permettant d'opérer selon trois modes différents. En climatisation, le serpentin de l'unité permet de refroidir l'air soufflé par le ventilateur à l'instar d'une thermopompe conventionnelle. En chauffage par contre, il est possible d'utiliser le serpentin ou l'échangeur à eau pour rejeter de l'énergie dans une boucle hydraulique. C'est d'ailleurs ce dernier mode, dont le schéma est présenté ci-dessous, qui est utilisé pour produire la chaleur nécessaire au plancher radiant.

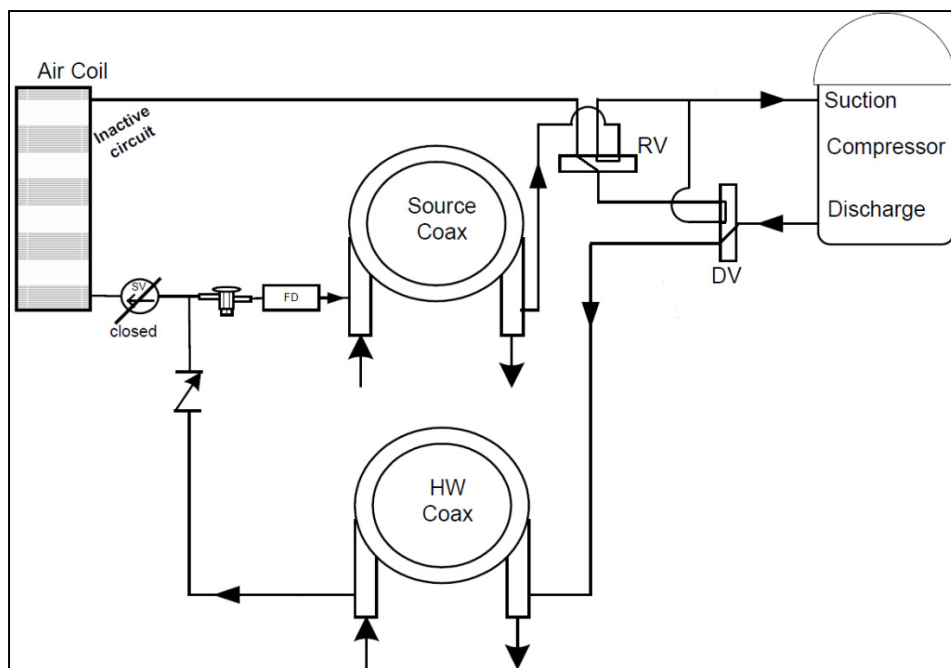


Figure 2.3 Schéma du circuit de réfrigération de la thermopompe

Le logiciel de simulation TRNSYS comporte quelques modèles de thermopompes, mais aucun d'eux n'offre la possibilité de fonctionner avec de l'air et de l'eau du côté de la charge. Pour remédier à cette situation, deux thermopompes distinctes ont été employées dans le modèle. En période estivale, une thermopompe géothermique air-eau, Type 505 b du logiciel, climatise l'air de la maison alors qu'en hiver, la thermopompe eau-eau, Type 668, réchauffe le plancher radiant. Pour chacun de ces deux éléments, les données du manufacturier relatives aux performances en mode chauffage et climatisation ont été implémentées dans des fichiers informatiques à partir desquels la capacité réelle de la thermopompe est déterminée. Le débit des pompes de circulation a également été réglé selon les caractéristiques réelles du catalogue de la thermopompe utilisée afin de s'assurer que le modèle représente le plus fidèlement possible le véritable système installé dans cette demeure. Ces dernières sont identiques au niveau du débit et de la puissance puisqu'en réalité, elles représentent une seule pompe.

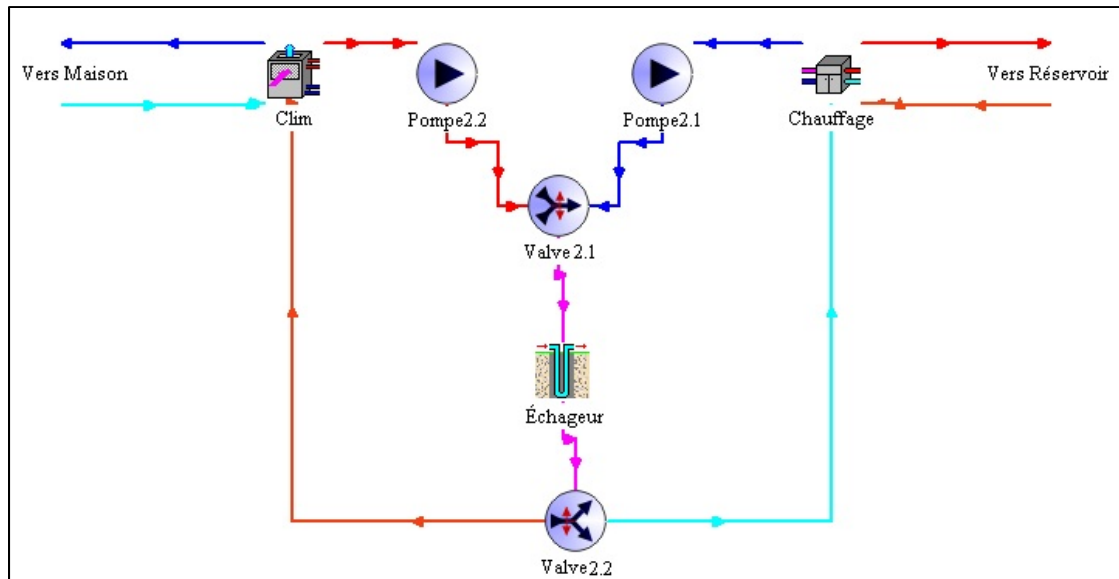


Figure 2.4 Schéma TRNSYS thermopompe

Le nombre de variables d'entrée est limité dans la plupart des éléments utilisés pour modéliser le système. Par exemple, le Type 557a, qui représente l'échangeur géothermique, n'accepte qu'une seule entrée au niveau du débit et de la température du fluide côté source. C'est pourquoi, une vanne convergente trois voies à deux positions a été utilisée pour joindre les deux thermopompes avec les puits. Le système de contrôle, dont il sera question dans les prochains paragraphes, détermine quel ensemble thermopompe et pompe circulatrice opère en fonction des besoins de la maison. Il envoie également un signal à la soupape trois voies afin qu'elle laisse passer le fluide de la thermopompe en fonction vers l'échangeur géothermique. Une autre vanne trois voies, divergente cette fois, renvoie le fluide sortant de l'échangeur vers le bon élément, en fonction du signal reçu.

Du côté de la charge, la thermopompe de climatisation refroidit et déshumidifie directement l'air de la maison afin de la maintenir aux conditions demandées par le système de contrôle. Lorsqu'elle est en marche, le débit total d'air est de 637 L/s et 11% de ce dernier, soit environ 70 L/s, proviennent directement de l'extérieur pour assurer le renouvellement minimal d'air frais dans la maison (CNRC, 2005).

La thermopompe de chauffage, quant à elle, maintient l'eau d'un réservoir de stockage à une certaine température pendant la période hivernale. Ce dernier, dont il sera question à la prochaine section, alimente le plancher chauffant des zones sous-sol et étage de la maison.

2.5.2 Réservoir d'eau chaude

Un réservoir de stockage d'eau chaude, faisant office de tampon entre la thermopompe et le plancher radiant, a été inclus dans le système. Il s'agit d'un réservoir des plus standards d'un volume de 225 litres avec deux entrées et sorties.

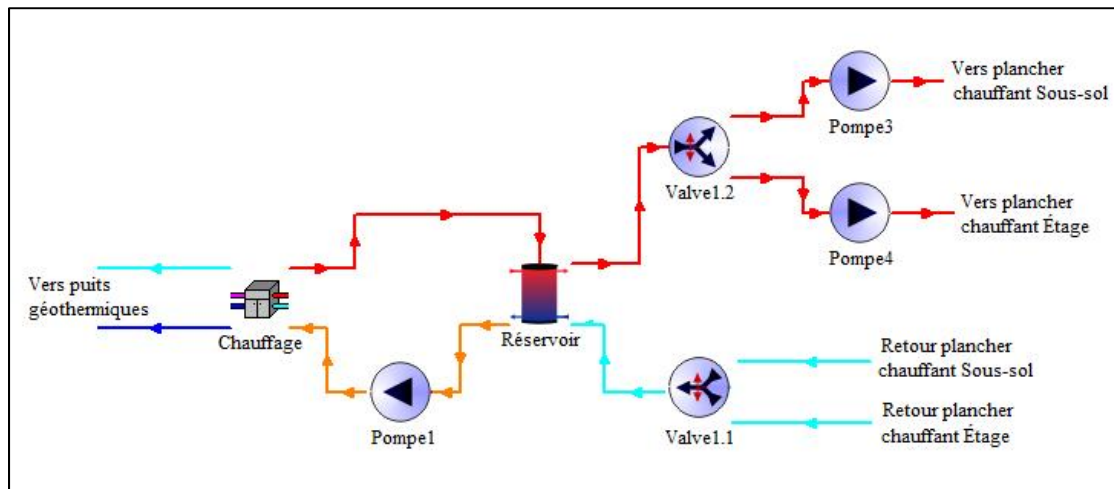


Figure 2.5 Schéma TRNSYS réservoir de stockage

Au niveau du schéma informatique, le réservoir a été modélisé avec le Type 4a de la bibliothèque TRNSYS. Ce dernier a été spécialement choisi puisqu'il tient compte du phénomène de stratification de la température du fluide à différents degrés en fonction des paramètres d'entrées. Étant donné que le présent mémoire ne porte pas sur ce point particulier, trois niveaux de stratification ont été jugés suffisants. Ainsi, le logiciel modélise les raccords dans la partie supérieure du réservoir pour le fluide chaud et dans la partie inférieure pour le fluide plus froid. Pour ce qui est des autres paramètres et variables d'entrée, outre les débits et les températures d'eau provenant de la thermopompe et du plancher chauffant, les valeurs standard du logiciel, jugées représentatives de la réalité, ont été conservées au niveau de l'isolation et de la température environnante.

Comme mentionné précédemment, la plupart des éléments contenus dans la bibliothèque de TRNSYS ne peuvent admettre plus d'une valeur pour une variable d'entrée ou de sortie particulière. Puisque deux pompes distinctes sont utilisées pour maintenir le point de consigne de température de chacune des deux zones via leur plancher chauffant respectif, une valve trois voies divergente a été utilisée pour alimenter chacun des deux éléments à partir du réservoir d'eau chaude. Selon le même principe, une valve trois voies convergente récupère les données relatives aux fluides sortant des deux réseaux de plancher chauffant et redirige le tout vers l'entrée froide du réservoir. La sommation des débits et le calcul de température du liquide sortant sont effectués automatiquement par l'élément modélisant la valve convergente.

2.5.3 Échangeur d'air

Comme discuté dans les paragraphes précédents, un taux de renouvellement d'air minimum est nécessaire afin de respecter le Code national du bâtiment 2005 présentement en vigueur (CNRC, 2005). Selon la section 9.32 de ce dernier, les différentes pièces qui composent l'habitation unifamiliale devraient avoir l'apport d'air frais indiqué au tableau suivant :

Tableau 2.4 Taux d'air frais minimums

Pièce	Taux minimal (L/s)
Sous-sol	10
Salle mécanique (pièce de service)	5
Salle de séjour/Salle à manger/Cuisine	15
Chambre secondaire #1	5
Chambre secondaire #2	5
Salle de bain #1	5
Chambre des maître	10
Pièce de service à l'étage	5
Salle de bain #2	5
Entrée	5
Total	70

Pour ce faire, un échangeur d'air, dont les caractéristiques techniques sont présentées en annexe, a été installé dans la maison. Il est notamment muni d'un noyau d'échange thermique air-air qui permet de réchauffer ou de rafraîchir l'air frais admis à l'intérieur de la maison via l'air vicié rejeté à l'extérieur. Puisque le traitement de l'air frais extérieur représente une charge non négligeable dans tout genre de bâtiment, cet équipement a également été inclus dans le modèle informatique à partir du Type 667 b de la bibliothèque TRNSYS. Ce dernier tient compte notamment du rendement de récupération de chaleur sensible ainsi que de l'efficacité de transfert d'énergie latente. Ces deux paramètres ont été ajustés en fonction des caractéristiques réelles de l'échangeur et sont de l'ordre de 66 % pour l'énergie sensible et 56 % au niveau du latent. Bien que les performances de ce type d'équipement varient en fonction des températures et des débits d'air, des efficacités moyennes ont été utilisées pour des raisons de simplification du modèle.

2.5.4 Puits géothermique Type 557a

Pour la modélisation initiale du système, l'élément représentant les puits géothermiques verticaux de la bibliothèque TESS du logiciel TRNSYS, soit le Type 557a, a été utilisé. Comme mentionné précédemment, ce dernier emploie le modèle DST de Hellström (1989). Au niveau des paramètres d'entrée, la plupart des valeurs standards du logiciel ont été conservées. En effet, le but premier du présent mémoire consiste à analyser l'impact de l'utilisation d'échangeurs géothermiques particuliers. Ainsi, les valeurs de conductivité thermique du sol, du tuyau de PEHD et d'autres variables, jugées assez représentatives, ont été conservées. Par contre, la dimension totale réelle de l'échangeur à l'étude a été utilisée et répartie sur deux puits verticaux espacés de 5 mètres. Les variables d'entrée et de sortie sont quant à elles déterminées par les éléments de pompes et thermopompes présentés précédemment.

Cependant, comme l'échangeur géothermique vertical TYPE 557 du logiciel TRNSYS n'admet aucune variation d'angle au niveau des puits, il sera simplement utilisé pour la validation du modèle analytique et à des fins de comparaisons. Ces derniers points seront explicitement définis dans les sections subséquentes.

2.5.5 Système de contrôle

Afin d'assurer une bonne opération de tous les éléments décrits précédemment, un système de contrôle a été implanté dans le modèle numérique. Comme aucun équipement permettant un certain niveau de modulation n'a été pris en compte, le système de contrôle de type digital, c'est-à-dire qui tient compte de seulement deux états pour chaque équipement, est relativement simple.

Les principales composantes du système de contrôle sont les éléments de calcul paramétrables qui font office de contrôleurs. Cette application, incluse dans le logiciel, permet d'effectuer plusieurs opérations mathématiques à partir de n'importe quelle variable d'entrée pour ensuite retourner la réponse de son calcul sous forme de paramètre de sortie.

Dans le cas présent, l'élément de calcul paramétrable appelé « *Consigne* » effectue une comparaison entre la température extérieure et le point de consigne à maintenir à l'intérieur de la maison en fonction de l'horaire d'occupation. Par la suite, un signal est envoyé au reste du système pour permettre ou non son opération, et ce, dans le mode approprié, soit chauffage ou climatisation, en plus d'établir le point de consigne de température à respecter. Les éléments « *Cooling* » et « *Heating* » recueillent l'ensemble des informations retournées par les divers outils de mesure du système et retournent un signal d'arrêt/départ aux pompes et valves concernées ainsi qu'à l'une des deux thermopompes.

Comme mentionné précédemment, en mode chauffage le point de consigne température intérieure est de 21 °C le jour et de 15 °C la nuit. Ainsi, un thermostat multizone modélisé par l'élément de Type 698, envoie un signal au système de contrôle et aux deux pompes d'alimentation des planchers chauffants pour maintenir les deux zones habitables de la maison, soit le sous-sol et l'étage, à leur point de consigne. De plus, un aquastat, modélisé par l'élément Type 502 maintient la température du réservoir d'eau de chauffage à 40 °C en envoyant un signal à l'élément de calcul paramétrable « *Heating* » qui démarre ensuite la thermopompe de chauffage, les pompes 1 et 2.1 tout en plaçant les valves trois voies 2.1 et 2.2 dans la bonne position.

Lorsque la température extérieure augmente et que le thermostat multizone envoie un signal de demande de climatisation, l'élément de calcul paramétrable « *Cooling* » démarre la thermopompe de refroidissement, la pompe 2.2 et positionne les valves trois voies 2.1 et 2.2 afin de maintenir le sous-sol et l'étage à la bonne température, soit 25 °C. De plus, il envoie un signal d'arrêt à l'élément « *Heating* » afin d'éviter toute opération simultanée des deux thermopompes du modèle.

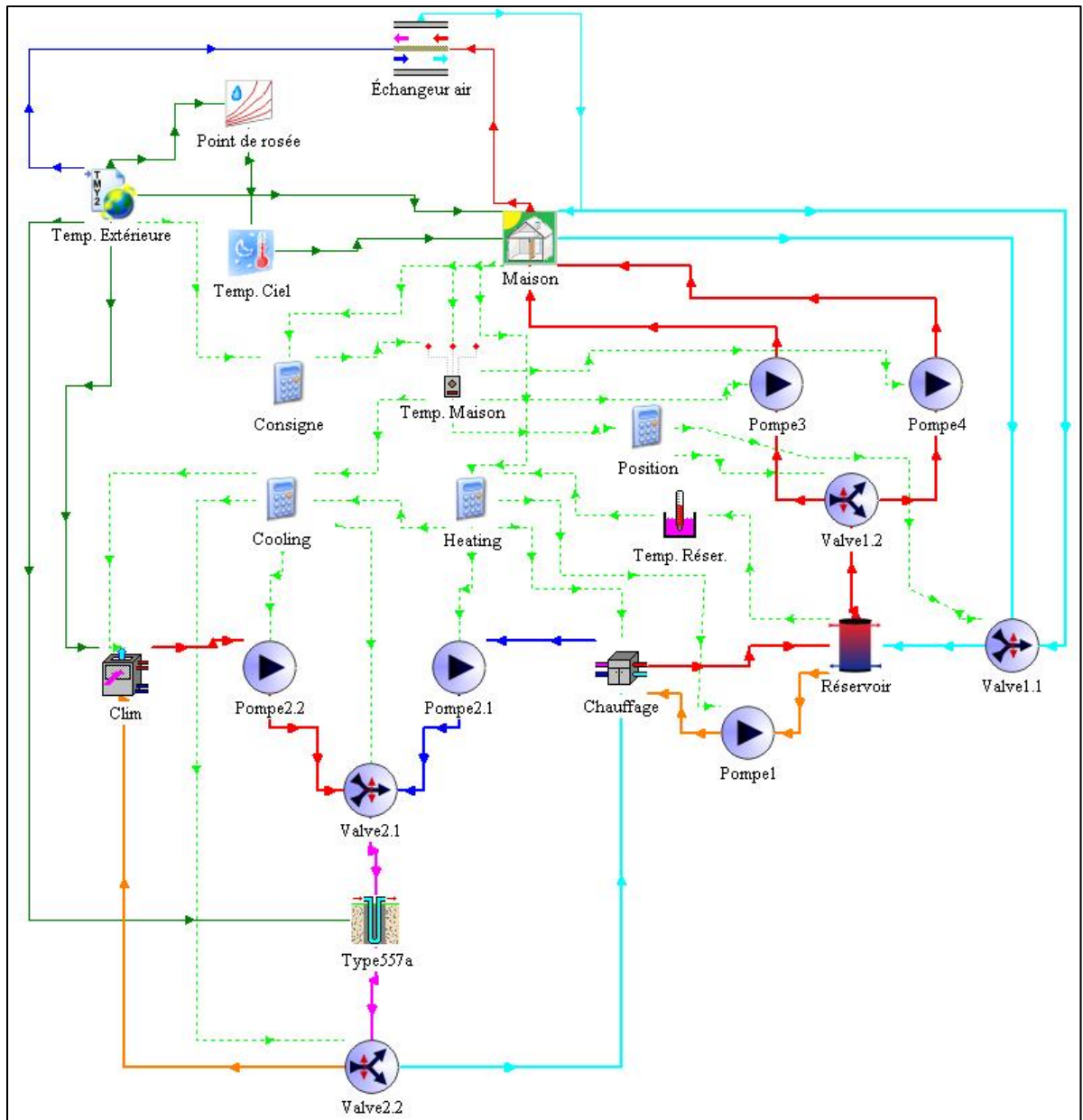


Figure 2.6 Schéma TRNSYS global

2.6 Modélisation analytique des puits géothermiques

L'équation analytique de Kavanaugh et Rafferty (1997), utilisée pour des fins de comparaison par Marcotte et Pasquier (2008a), demeure fortement employée par les concepteurs de systèmes géothermiques de nos jours malgré son aspect quelque peu itératif.

Elle permet de déterminer la longueur totale de puits géothermique nécessaire au bon fonctionnement du système en fonction de la résistance thermique de ce dernier pour trois charges périodiques données : soit annuelle, mensuelle et journalière. L'équation est appliquée séparément pour la charge de refroidissement ainsi que pour la charge de chauffage du système et la plus grande dimension d'échangeur est retenue.

Certaines variables de l'équation qui tiennent compte de l'interférence thermique entre les puits sont tabulées en fonction de la configuration du champ géothermique. Ainsi, après un premier calcul, selon la dimension finale d'échangeur, le concepteur peut avoir à revoir sa configuration initiale et effectuer de nouveau le calcul de dimensionnement pour valider ses résultats. D'où la partie itérative de cette formule. Par contre, sa grande simplicité d'utilisation manuelle sans support informatique la rend très pratique pour l'évaluation préliminaire du champ géothermique nécessaire à un système donné.

2.6.1 Dimensionnement de l'échangeur géothermique selon le modèle de *Kavanaugh et Rafferty* pour la charge de chauffage

Le modèle de Kavanaugh et Rafferty (1997) a été utilisé pour valider les dimensions de l'échangeur géothermique à l'étude en fonction des différentes charges appliquées. Le dimensionnement en chauffage s'effectue à partir de l'équation suivante :

$$L_h = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lh} - W_h)(R_p + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_s - \frac{t_{fo} + t_{fi}}{2} - t_p} \quad (2.2)$$

Facteur de perte de chaleur en court circuit F_{sc} :

Avec 36 mL/s·kW, ce qui correspond à 2 USGPM/tonne, et 3 circuits par puits, $F_{sc} = 1.02$

Facteur de charge partielle durant le mois de design PLF_m :

$$PLF_{chauffage} = \frac{\text{Énergie de chauffage}}{\text{Capacité PaC} * \text{Heures de chauffage}} \quad (2.3)$$

Où l'énergie de chauffage représente la consommation totale durant le mois le plus froid de l'année. Avec l'aide du logiciel de simulation, il est possible de déterminer que pour le mois de janvier, la demande de chauffage est de 3117 kWh.

Le nombre d'heures de chauffage constitue la période totale de fonctionnement en mode hiver en janvier. Selon une simulation effectuée précédemment, la machine fonctionne approximativement 714 heures durant ce laps de temps. La capacité de la thermopompe en mode chauffage est d'environ 13 kW selon la sélection effectuée avec la compagnie Water-Furnace. Le facteur de charge partiel se calcule donc comme suit :

$$PLF_{chauffage} = \frac{3117}{13 * 714} = 0.336 \quad (2.4)$$

Charge annuelle q_a :

Cette valeur est déterminée à l'aide de la formule suivante :

$$q_a = \frac{-(q_{c_{annuelle}}) * \left(1 + \frac{1}{COP_{cooling}}\right) + (q_{h_{annuelle}}) * \left(1 - \frac{1}{COP_{heating}}\right)}{8760} \quad (2.5)$$

Selon le fichier de charge :

L'énergie totale annuelle de refroidissement $q_{c_{annuelle}} = 2088$ kWh

L'énergie totale annuelle de chauffage $q_{h_{annuelle}} = 13\,308$ kWh

Le manufacturier de thermopompe spécifie :

Un coefficient de performance en refroidissement $COP_{cooling} = 6.4$

Un coefficient de performance en chauffage $COP_{\text{heating}} = 3.7$

On obtient donc une charge annuelle de :

$$q_a = \frac{-2088 * \left(1 + \frac{1}{6.4}\right) + 13\,308 * \left(1 - \frac{1}{3.7}\right)}{8760} \approx .834 \text{ kW} \quad (2.6)$$

Charge maximale (design) de chauffage q_{lh} :

Avec le fichier de charge de TRNSYS on obtient $q_{lh} = 12.64 \text{ kW}$

Résistances thermiques effectives du sol R_{ga} , R_{gm} et R_{gd} :

Ces dernières se calculent pour différente période comme suit :

$$\tau_1 = 3650 \text{ jours}$$

$$\tau_2 = 3650 + 30 = 3680 \text{ jours}$$

$$\tau_3 = 3650 + 30 + 0.25 = 3680.25 \text{ jours}$$

Par la suite, l'équation suivante est utilisée pour déterminer le nombre de Fourier :

$$F_o = \frac{4 * \alpha_s * \tau_f}{d^2} \quad (2.7)$$

Où d représente le diamètre extérieur du puits de huit pouces, τ_f le temps d'opération et α_s la diffusivité thermique d'un sol très argileux contenant 15 % d'eau. Alors :

$$F_{of} = \frac{4 * 0.042 * 3680.25}{0.2032^2} = 14\,974 \quad (2.8)$$

$$F_{o1} = \frac{4 * 0.042 * (3680.25 - 3650)}{0.2032^2} = 123 \quad (2.9)$$

$$F_{o2} = \frac{4 * 0.042 * (3680.25 - 3680)}{0.2032^2} = 1 \quad (2.10)$$

En utilisant la figure 3.2 des références (Kavanaugh et Rafferty, 1997), on obtient le facteur G utilisé pour définir la résistance thermique du sol :

$$G_f = 0.82$$

$$G_1 = 0.44$$

$$G_2 = 0.15$$

À partir de ces valeurs, on détermine les résistances suivantes :

$$R_{ga} = \frac{(G_f - G_1)}{k_s} = \frac{(0.82 - 0.44)}{0.0019} = 200 \frac{m \cdot K}{kW} \quad (2.11)$$

$$R_{gm} = \frac{(G_1 - G_2)}{k_s} = \frac{(0.44 - 0.15)}{0.0019} = 153 \frac{m \cdot K}{kW} \quad (2.12)$$

$$R_{gd} = \frac{G_2}{k_s} = \frac{0.15}{0.0019} = 79 \frac{m \cdot K}{kW} \quad (2.13)$$

Dans ces dernières équations, k_s représente la conductivité thermique du sol. La valeur 1.9 W/m·K correspond, encore une fois, à un sol qui contient beaucoup d'argile et d'eau.

Résistance thermique du puits R_b :

À l'aide des tableaux 3.1 et 3.2 des références (Kavanaugh et Rafferty, 1997)

$$R_b = 0.25 \text{ m}\cdot\text{K}/\text{kW}$$

Puissance d'entrée aux conditions de design W_h :

Avec les données relatives à la thermopompe, on obtient $W_h = 2.69 \text{ kW}$

Température du sol T_s :

Avec l'aide des références $T_s = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Température du fluide sortant de l'échangeur T_{fo} :

Selon les références, la température d'entrée du fluide à la machine frigorifique doit être de $6 \text{ }^\circ\text{C}$ à $11 \text{ }^\circ\text{C}$ plus basse que la température du sol. Dans le cas présent, une température plus basse de 6 degrés a été considérée. $T_{fo} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$

Température du fluide entrant dans l'échangeur T_{fi} :

En considérant l'équation suivante, on obtient un écart de température de :

$$\Delta T = \frac{\dot{q}}{500 * \dot{Q}} = \frac{12000 \text{ BTU/tonne}}{500 * 2 \text{ USGPM/tonne}} = 12^\circ\text{F} \approx 6.7^\circ\text{C} \quad (2.14)$$

La température de sortie du fluide est donc $T_{fi} \approx -3 \text{ }^\circ\text{C}$

Température de pénalité pour les interférences adjacente au puits T_p :

En considérant la charge équivalente de chauffage et refroidissement de 1000/500 ainsi qu'une distance entre chaque puits d'environ 15 pieds (4.6 mètres) pour minimiser l'interférence entre chacun d'eux, on obtient une température de pénalité négligeable $T_p = 0^\circ\text{C}$

Avec l'ensemble de ces valeurs, il est maintenant possible de déterminer la longueur totale de l'échangeur géothermique pour la charge de la maison en mode chauffage :

$$L_h = \frac{0.834 * 200 + (12.64 - 2.69) * (0.25 + 0.336 * 153 + 79 * 1.02)}{10 - \frac{4 - 3}{2} - 0} = 156 \text{ m} \quad (2.15)$$

En appliquant cette dernière avec les données relatives au mode de climatisation de la thermopompe, on obtient 28 mètres. Les détails de ce dernier calcul sont présentés en annexe.

2.6.2 Description du champ géothermique à l'étude

L'échangeur géothermique à l'étude comporte dix-sept puits au total soit huit puits de 12 mètres et neuf puits de 23 mètres, insérés depuis le sous-sol de la maison selon un angle par rapport à la verticale de 35 et 65 degrés respectivement. La longueur totale de l'échangeur est donc de 303 mètres soit pratiquement le double de ce qui a été déterminé à partir de la méthode de dimensionnement de Kavanaugh et Rafferty (1997) pour des puits verticaux.

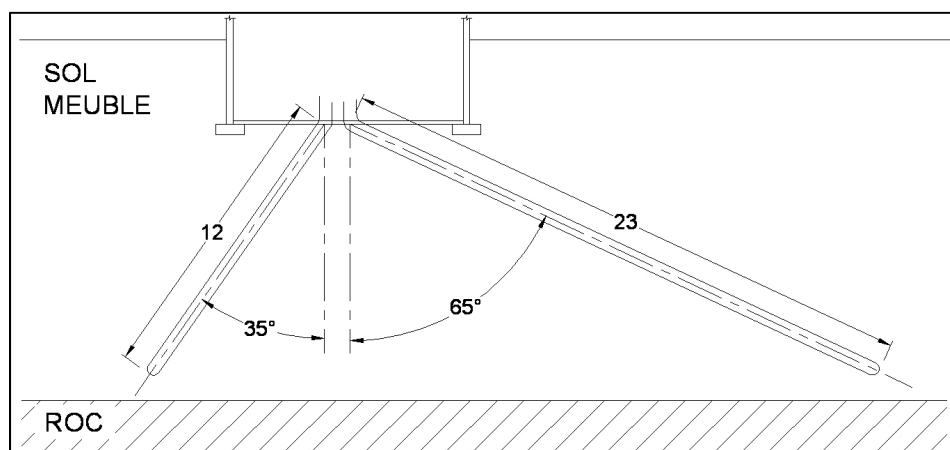


Figure 2.7 Échangeurs géothermiques inclinés

Étant donné la configuration inhabituelle de l'échangeur géothermique à l'étude, il était impossible de le modéliser avec les composantes numériques standards comprises dans TRNSYS. Comme mentionné précédemment, l'algorithme DST (Hellström, 1989), utilisé par ce logiciel, ne permet pas de tenir compte de l'inclinaison des puits géothermiques. Le modèle source linéaire finie pour puits inclinés développé par Lamarche (2010) a donc été utilisé.

2.6.3 Utilisation du modèle source linéaire finie pour puits incliné

Tel que mentionné précédemment, dans le modèle de la source linéaire finie, le puits géothermique est symbolisé par une source de chaleur linéaire de dimension finie dans un médium d'échange semi-infini qui représente le sol et qui comporte des conditions particulières à sa surface. Ce qui est en fait la solution au problème physique suivant :

$$\boxed{\frac{1}{\alpha_s} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r}} \quad (2.16)$$

Pour le domaine $r > 0, t > 0, 0 \leq z < \infty$ et les conditions frontières suivantes :

$$T(r, z, 0) = T_g, T(r, 0, t) = T_g \quad (2.17)$$

$$\lim_{\varepsilon \rightarrow 0} -k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=\varepsilon, 0 \leq z \leq H} (2\pi\varepsilon) = q'_b(t) \quad (2.18)$$

Ce modèle, simplifié par rapport au transfert de chaleur réel entre le fluide et le sol environnant au puits, donne des résultats fiables et précis pour des évaluations s'effectuant sur des périodes de temps supérieures à $\frac{\alpha_s t}{r_b^2} < 5$ qui représente en fait quelques heures ce qui est tout à fait acceptable pour effectuer un design quelconque (Eskilson, 1987). L'expression résultante pour un puits vertical dont le point de départ est la surface du sol est donc la suivante :

$$\boxed{T(r, z, t) - T_g = \frac{q'}{4\pi k_s} \int_0^H \left(\frac{\operatorname{erfc} \left[\frac{\sqrt{r^2 + (z-u)^2}}{2\sqrt{\alpha_s t}} \right]}{\sqrt{r^2 + (z-u)^2}} - \frac{\operatorname{erfc} \left[\frac{\sqrt{r^2 + (z+u)^2}}{2\sqrt{\alpha_s t}} \right]}{\sqrt{r^2 + (z+u)^2}} \right) du} \quad (2.19)$$

Ainsi, en utilisant les données physiques relatives à l'échangeur géothermique et au flux de chaleur, il est possible de déterminer la température moyenne sur toute la surface du puits.

$$T_b(t) - T_g = \frac{q'}{4\pi k_s H} \int_0^H dz \int_0^H \left(\frac{\operatorname{erfc} \left[\frac{\sqrt{r_b^2 + (z-u)^2}}{2\sqrt{\alpha_s t}} \right]}{\sqrt{r_b^2 + (z-u)^2}} - \frac{\operatorname{erfc} \left[\frac{\sqrt{r_b^2 + (z+u)^2}}{2\sqrt{\alpha_s t}} \right]}{\sqrt{r_b^2 + (z+u)^2}} \right) du \quad (2.20)$$

En tenant compte des angles d'inclinaison, de quelques simplifications mathématiques ainsi que du concept de la « fonction g » on obtient :

$$T_b(t) - T_g = \frac{q'}{2\pi k_s} g(\tilde{t}, \tilde{r}_b, \alpha, \beta) \quad (2.21)$$

Où

$$g(\tilde{t}, \tilde{r}_b, \alpha, \beta) = A - \frac{1}{2} \int_0^1 d\eta \int_0^1 \frac{\operatorname{erfc}(\gamma \tilde{d}^-)}{\tilde{d}^-} d\xi \quad (2.22)$$

Avec

$$A = \int_{\tilde{r}_b}^{\sqrt{\tilde{r}_b+1}} \frac{\operatorname{erfc}(\gamma \zeta)}{\sqrt{\zeta^2 - \tilde{r}_b^2}} d\zeta - \left[\sqrt{\tilde{r}_b+1} \operatorname{erfc}(\gamma \sqrt{\tilde{r}_b+1}) - \tilde{r}_b \operatorname{erfc}(\gamma \tilde{r}_b) - \frac{e^{-\gamma^2(\tilde{r}_b^2+1)} - e^{-\gamma^2(\tilde{r}_b^2)}}{\gamma\sqrt{\pi}} \right] \quad (2.23)$$

$$\tilde{d}^+ = \sqrt{(\eta - \xi)^2 + \tilde{r}_b} \quad (2.24)$$

$$\tilde{d}^- = \sqrt{\tilde{r}_b^2 + \xi^2 + \eta^2 + 2\xi\eta \cos(2\alpha) + 4\tilde{z}_o^2 + 4(\eta + \xi)\tilde{z}_o \cos(\alpha)} \quad (2.25)$$

Où les variables adimensionnelles suivantes ont été introduites :

$$\eta = l/H, \xi = u/H, \tilde{r}_b = r_b/H, \tilde{z}_o = z_o/H, \gamma = 3/2\sqrt{\tilde{t}} \quad (2.26)$$

Afin d'assurer la validité du modèle, ce dernier a été comparé aux valeurs de la « fonction g » tabulées par Eskilson (1987) pour différentes configurations de puits inclinés. Dans l'exemple qui suit, les réponses thermiques des deux modèles ont été comparées pour une configuration de six puits disposés de façon circulaire.

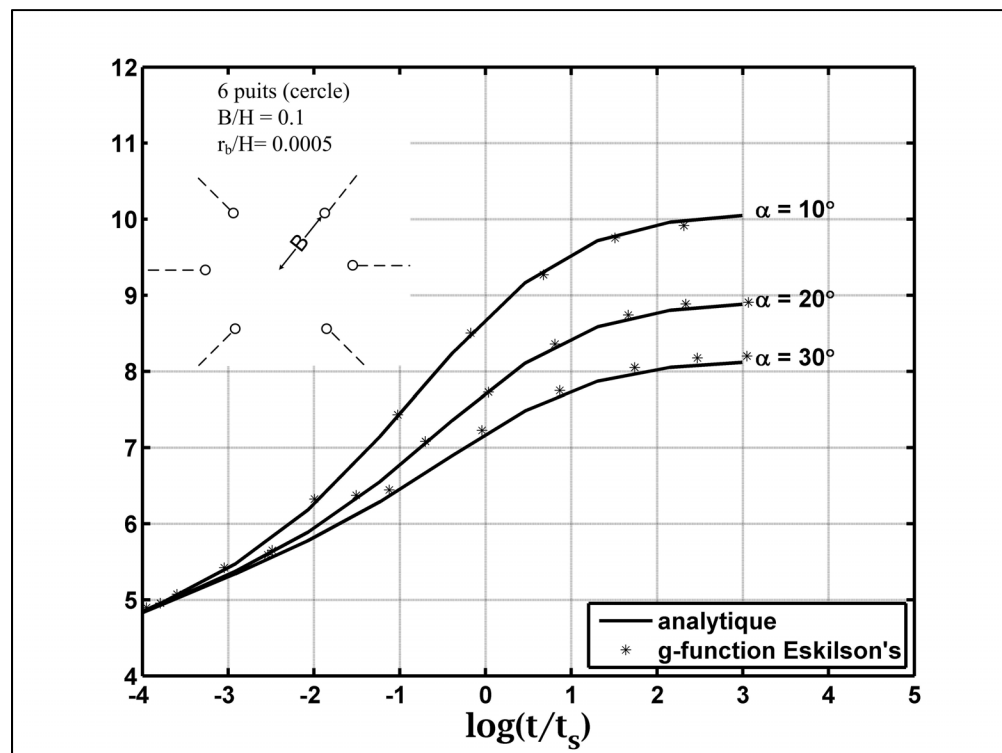


Figure 2.8 Comparaison avec la « fonction g »

On constate que la solution analytique de la source linéaire finie pour puits inclinés utilisée dans le cadre de ce mémoire donne des résultats très similaires au modèle SBM qui est considéré comme une référence dans le domaine (Eskilson, 1987).

L'ensemble du modèle mathématique source linéaire finie pour puits inclinés a donc été implémenté sous le langage de programmation Matlab.

Le fichier est directement appelé par le modèle numérique créé dans TRNSYS. Dans le fichier programmable, le nombre de puits, leurs dimensions et orientations respectives ainsi que quelques autres données physiques sont inscrits comme constantes de départ. Ce modèle analytique reçoit ensuite les données provenant du modèle numérique TRNSYS sur la température fluide sortant du côté source de la thermopompe. Ces valeurs varient selon un pas de temps fixe pouvant être de l'ordre de la minute. Le modèle retourne enfin la température calculée du fluide à la sortie de l'échangeur géothermique comme paramètre d'entrée dans la thermopompe. Le tout s'effectue relativement rapidement, selon le pas de temps employé.

CHAPITRE 3

SIMULATION DU SYSTÈME

3.1 Simulation avec le Type 557a de la bibliothèque TRNSYS

Afin d'évaluer l'impact de l'utilisation de puits géothermiques très courts comparativement à des puits de dimension standard, des simulations préliminaires ont été effectuées avec le modèle compris dans la bibliothèque TESS du logiciel TRNSYS, soit le Type 557a décrit précédemment. Selon la longueur déterminée à partir de la méthode de dimensionnement de Kavanaugh et Rafferty (1997), un échangeur de 180 mètres de longueur de puits géothermique a été modélisé d'après deux configurations différentes.

La première configuration d'échangeur consiste en un puits unique de 180 mètres de profondeur alors que dans le deuxième arrangement, 18 puits de 10 mètres ont été considérés. Les puits du second échangeur ont été espacés de 5 mètres afin de réduire l'effet de l'interférence thermique observable à long terme (ASHRAE, 2007). Puisque l'eau constitue le fluide caloporteur les valeurs standards ont été utilisées pour la densité et la chaleur spécifique, soit 1000 kg/m^3 et $4.19 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$. Le reste des caractéristiques physiques communes aux deux modèles d'échangeurs qui ont été utilisés dans cette simulation sont décrites au tableau suivant :

Tableau 3.1 Caractéristiques utilisées pour les simulations préliminaires

r_b	0.1016 m
k_s	1.9 W/m·K
r_o	0.01905 m
r_i	0.015875 m
α_s	$9.42 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

Aussi, les mêmes valeurs ont été employées au niveau de la charge des thermopompes, soit 12 USGPM d'eau en mode chauffage et 1550 PCM d'air en mode climatisation. Une première simulation a donc été effectuée sur une période de dix ans pour chacun des modèles décrits précédemment. Un pas de temps de l'ordre de la minute a été employé pour accroître la précision. Enfin, dans ces premières simulations, une température fixe et constante de 10 °C a été appliquée à la surface du sol.

La température du fluide sortant de l'échangeur a été utilisée comme variable de comparaison. Afin de faciliter leur analyse, les valeurs ont été compilées en moyennes mensuelles et sont présentées à la figure suivante pour les deux configurations d'échangeur décrites précédemment :

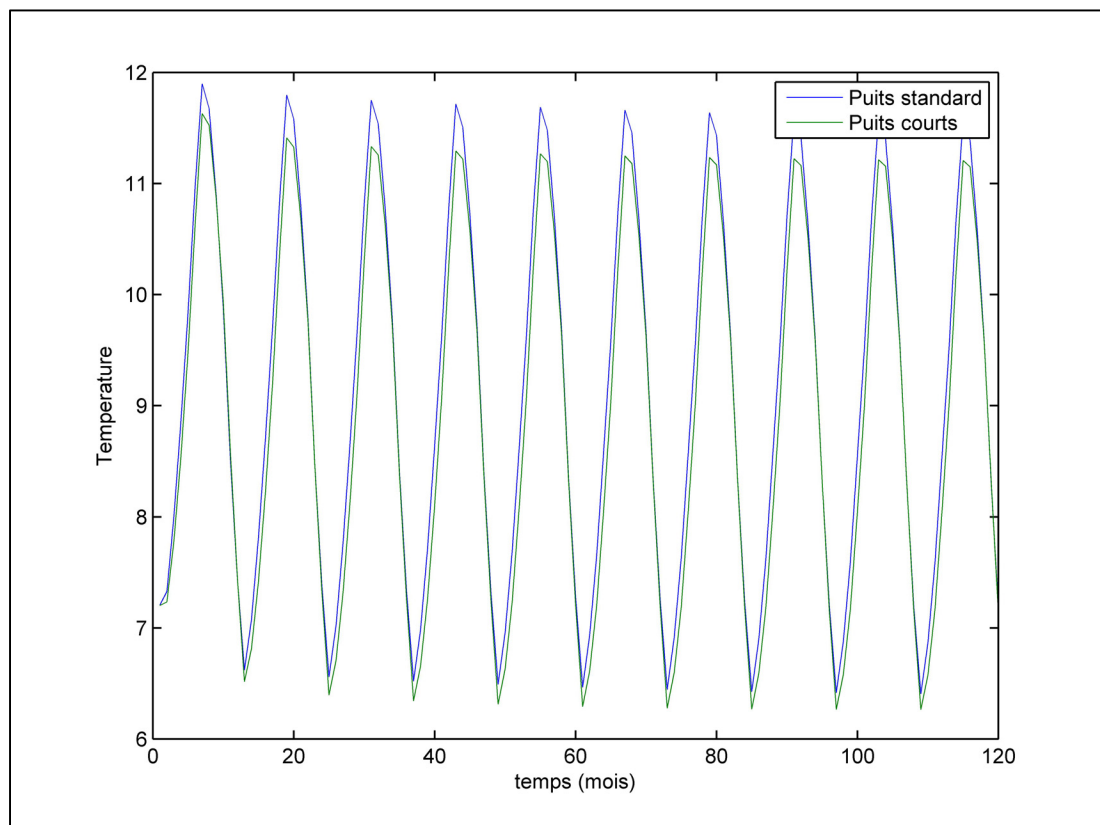


Figure 3.1 Température moyenne du champ géothermique avec une température de surface fixe

Malgré l'importante différence des deux configurations, les températures de sortie de l'échangeur géothermique sont relativement similaires. En fait, la différence maximale entre les deux échangeurs simulés est tout juste de l'ordre de 0.3 °C.

Il est aussi possible de voir que la température du fluide diminue quelque peu et semble se stabiliser vers après les trois premières années de la simulation. Cette baisse de température est causée par le débalancement entre la charge de chauffage et celle de climatisation de la maison. Comme décrit à la section 2.4, les besoins en énergie pendant la période hivernale sont beaucoup plus importants que ceux de la période estivale. Ainsi, l'énergie supplémentaire puisée dans le sol par rapport à celle qui y est injectée abaisse graduellement la température du champ géothermique. L'équilibre vers lequel semble tendre les deux courbes à la fin de la simulation est dû à l'application de conditions limites à la surface du sol ainsi qu'au fait que le modèle DST (Hellstörn, 1989), employé par l'élément Type 557a, tient compte de l'énergie perdue ou gagnée à la surface du sol, ou l'effet axial. Comme exposé au premier chapitre, ce phénomène naturel permet à la température du champ géothermique de se stabiliser et d'atteindre un nouvel équilibre suite au dérèglement énergétique causé par les échangeurs (Zeng *et al.* 2002).

La variation des conditions climatiques à la surface du sol constitue un autre phénomène d'importance non négligeable, particulièrement pour les puits très courts, (Marcotte *et al.*, 2010). En effet, les importantes fluctuations de température observables au Québec ont un impact considérable sur les premiers mètres de sol et sur l'ampleur des effets axiaux. Ainsi, une deuxième simulation a été effectuée pour chacune des deux configurations d'échangeur géothermique en appliquant les conditions météorologiques réelles de la ville de Montréal à la surface du sol à partir de l'élément Type 109 décrit à la section 2.3. Les résultats de la température moyenne mensuelle de sortie du fluide sont présentés à la figure suivante :

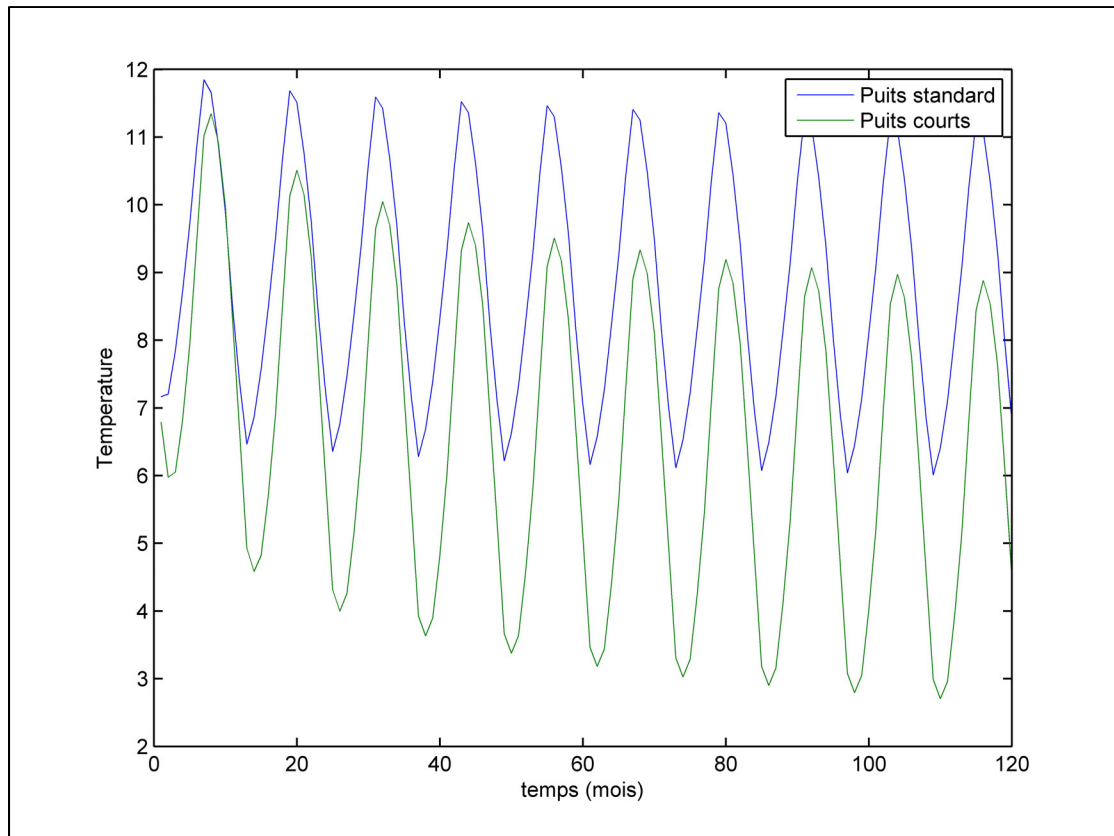


Figure 3.2 Température moyenne du champ géothermique avec une température de surface variable

La différence de température de sortie du fluide entre les deux configurations d'échangeur est beaucoup plus importante dans cette simulation. En fait, l'impact des variations de température à la surface du sol est relativement faible pour le puits unique de 180 mètres de profondeur. En comparant les figures 3.1 et 3.2, on peut voir que le fluide demeure dans le même ordre de température, soit entre environ 11.5 °C et 6.5 °C, selon la saison et la durée de simulation.

Par contre, l'échangeur géothermique dont les puits sont de seulement 10 mètres est grandement influencé par les variations météorologiques extérieures. Les effets conjugués de la chute de température hivernale et de l'absorption de l'énergie contenue dans le sol durant cette même période causent une diminution importante de la température du fluide en comparaison de l'échangeur standard.

3.2 Validation du nouveau modèle analytique

Avant de procéder à la simulation de l'échangeur géothermique à l'étude avec le nouveau modèle analytique pour puits inclinés, une comparaison a été effectuée avec le Type 557a de la bibliothèque TESS du logiciel TRNSYS. Cette comparaison a permis de vérifier si les réponses thermiques de chacun des deux modèles sont similaires afin d'assurer la validité des résultats à venir.

La configuration d'échangeur choisie pour cette simulation correspond exactement au modèle standard décrit dans la section précédente, soit un seul puits vertical d'une dimension de 180 mètres. Aussi, les caractéristiques physiques du fluide caloporteur, du sol et de l'échangeur ont été conservées.

Une simulation pour une période de 10 ans a donc été effectuée pour cette dernière configuration dite standard avec le Type 557a de TRNSYS ainsi qu'avec le nouveau modèle analytique pour puits inclinés implémenté dans Matlab. Encore une fois, la température moyenne mensuelle du fluide à la sortie de l'échangeur géothermique a été utilisée pour comparer les deux modèles. Dans ce cas-ci, les valeurs ont été compilées en moyennes hebdomadaires.

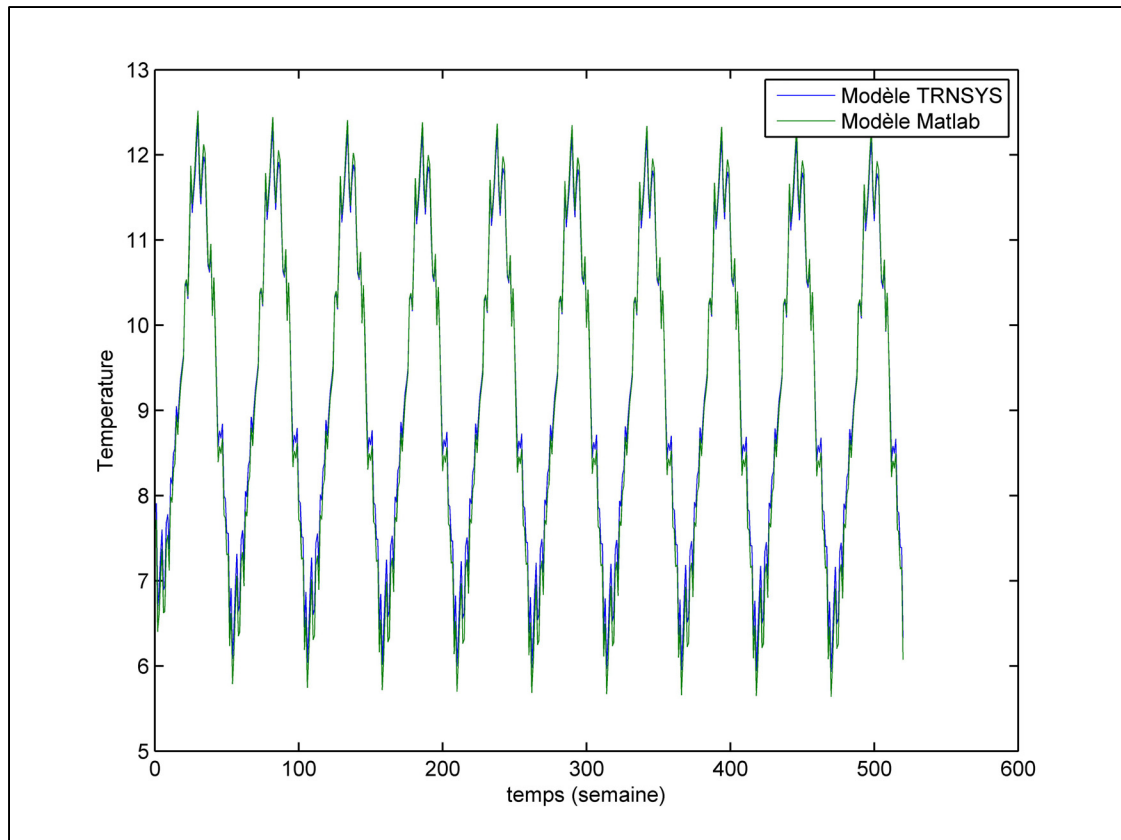


Figure 3.3 Température hebdomadaire moyenne de sortie de l'échangeur géothermique

Les températures du fluide à la sortie de l'échangeur géothermique sont relativement semblables pour les deux modèles sur l'ensemble de la simulation. En fait, la différence maximale entre ces derniers est de 0.2 °C et les températures finales sont 6.4 °C pour le Type 557a de TRNSYS et 6.3 °C avec le nouveau modèle analytique pour puits inclinés. Il est donc possible d'affirmer que les deux modèles sont tout à fait équivalents au niveau de leur réponse thermique ce qui assure la validité du modèle analytique qui sera utilisé pour simuler l'échangeur à l'étude.

Les mêmes simulations que dans la section précédente ont été effectuées avec le nouveau modèle analytique pour puits inclinés implémenté dans Matlab. À la figure suivante, on peut voir la température du fluide à la sortie de l'échangeur géothermique pour un puits standard de 180 mètres ainsi que pour 18 puits de 10 mètres.

Les températures ont été reportées sur des moyennes mensuelles pour une période de simulation de dix années. Les caractéristiques physiques décrites à la section 3.1 ont été utilisées.

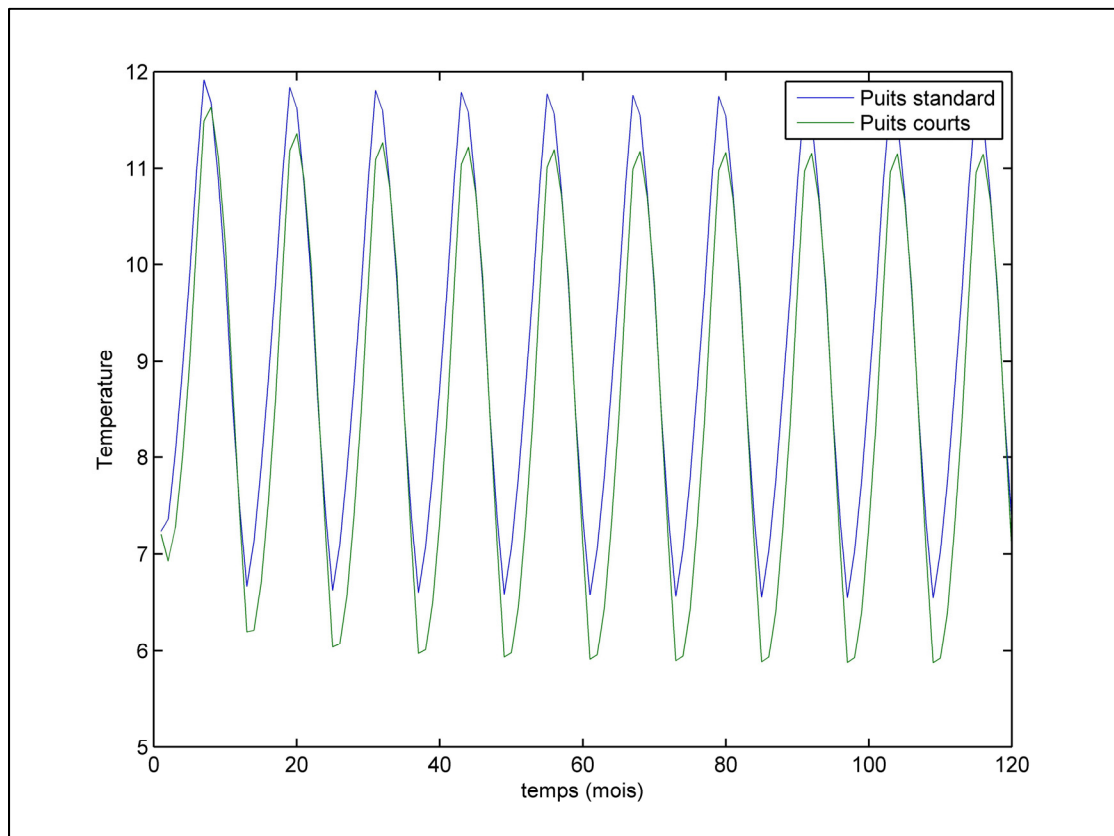


Figure 3.4 Température moyenne mensuelle du fluide sortant de l'échangeur géothermique avec une température de surface fixe

À l'instar des résultats obtenus avec le Type 557a de TRNSYS, on constate une très faible différence entre les deux configurations d'échangeur. Encore une fois, la différence maximale entre les deux systèmes est de l'ordre de 0.5 °C. L'effet de diminution de température, résultant entre autres du débalancement des charges, est comparable à celle présentée à la figure 3.1.

De nouvelles simulations ont été effectuées avec les mêmes configurations d'échangeur en tenant compte des variations de température à la surface du sol. Les températures de sortie du fluide sont présentées à la figure suivante.

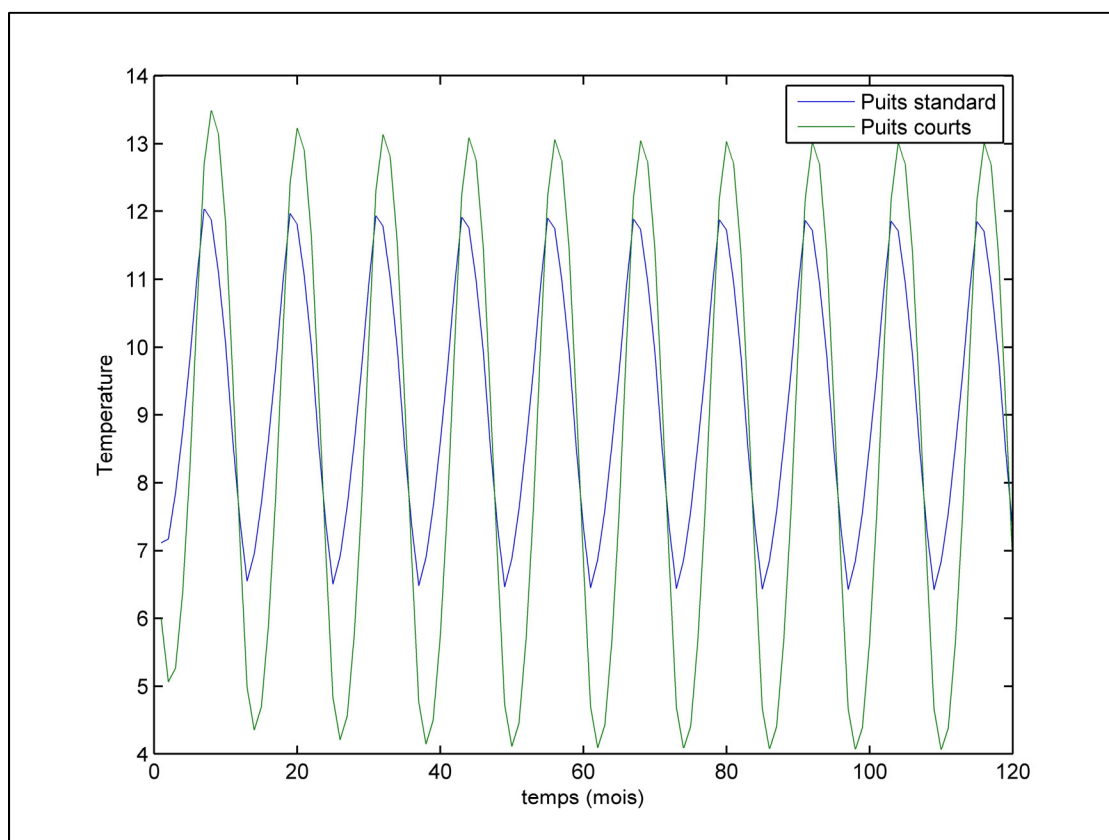


Figure 3.5 Température moyenne mensuelle du fluide sortant de l'échangeur géothermique avec une température de surface variable

La différence avec la figure 3.2 provient probablement du fait que TRNSYS calcule et détermine la température de la zone principale d'échange de façon numérique contrairement au modèle analytique utilisé dans cette simulation. Il est donc possible d'appliquer la température extérieure directement à la surface de la zone d'échange principale et l'influence de celle-ci est par la suite déterminée numériquement en fonction des propriétés thermiques du sol ainsi que de la profondeur. Le nouveau modèle pour puits inclinés est analytique et ne permet pas ce genre de calcul.

Pour reproduire ce phénomène particulier, une variation de température sinusoïdale a été appliquée au modèle analytique afin de simuler les effets des changements de température de surface à différentes profondeurs. Cette variation tient compte de l'amplitude des changements de température annuels et du décalage dans le temps en fonction de la profondeur du sol tel que décrit par Bandos *et al.* (2009). Ainsi, la température du sol dans lequel se trouve l'échangeur géothermique est déterminée par cette fonction mathématique. Grâce à cette dernière, l'effet des variations de température de surface sur les puits plus courts est visible sur la figure précédente. L'amplitude de la variation totale de température de sortie du fluide est beaucoup plus grande pour les puits de seulement 10 mètres de profondeur. La température du liquide oscille entre 4 °C et 13 °C alors que pour les puits standards elle demeure dans le même ordre de grandeur que lors de la simulation précédente, soit entre environ 6.8 °C et 12 °C.

3.3 Simulation et comparaison des deux modèles de puits géothermiques

Suite à l'ensemble de ces validations, des simulations ont été effectuées sur de longues périodes pour le système d'échangeur géothermique étudié dans le présent mémoire. Encore une fois, les mêmes paramètres physiques ont été conservés pour la conductivité thermique du sol, des dimensions du puits et autre. Cependant, comme le modèle analytique pour puits inclinés actuel ne tient compte que d'une seule valeur au niveau de la longueur des puits, des valeurs moyennes ont été utilisées. Ainsi l'échangeur à l'étude a été modélisé avec huit puits inclinés à 35 degrés et neuf puits inclinés à 65 degrés, tous d'une longueur de 18 mètres. L'échangeur vertical standard servant de référence quant à lui, a été défini selon deux puits verticaux de 153 mètres chacun.

Afin d'évaluer uniquement l'impact de l'effet axial, une simulation a été effectuée sans tenir compte des changements climatiques à la surface du sol. À l'instar de la simulation effectuée avec TRNSYS, dont les résultats sont exposés à la figure 3.1, la différence entre les deux systèmes d'échangeur est relativement faible.

En période de climatisation, lorsque la température du puits est plus élevée, la différence entre les températures de fluide est négligeable. Par contre, en période de chauffage, lorsque l'énergie est puisée dans le sol, un écart de l'ordre de 0.3 °C est observable en période de pointe. Cette légère différence s'explique directement par l'effet axial relativement faible dans ces conditions.

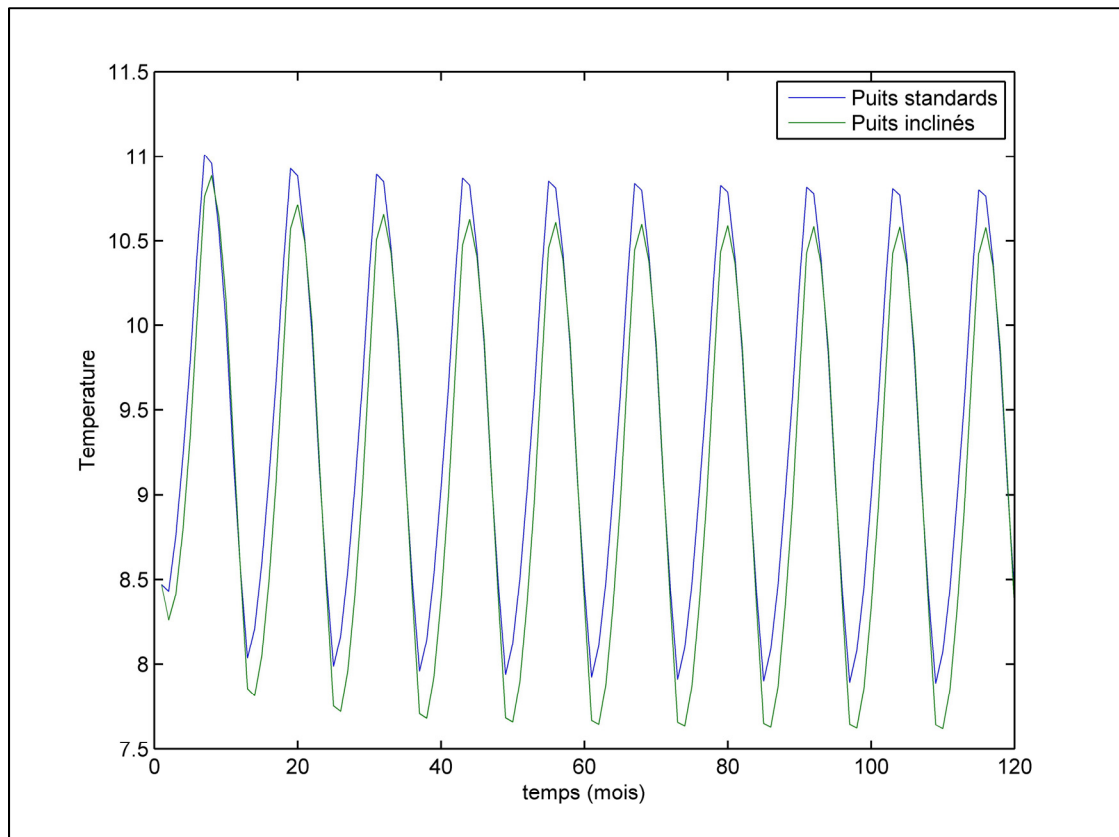


Figure 3.6 Température de sortie du fluide avec une température de surface fixe

Une certaine quantité de l'énergie contenue dans le sol est perdue vers la surface et lorsque l'échangeur géothermique tire de l'énergie pour combler la charge de chauffage, il abaisse la température du sol de façon plus importante, ce qui agit directement sur la température de sortie du fluide. L'effet est plus marqué en période hivernale puisque, comme il a été observé plus tôt, les besoins de la maison en chauffage sont beaucoup plus importants que ceux en climatisation.

Dans la seconde simulation, les variations de températures à la surface ont été ajoutées au modèle analytique pour puits inclinés. Encore une fois, on observe une différence de température de sortie du fluide beaucoup plus importante entre les deux types d'échangeur simulés.

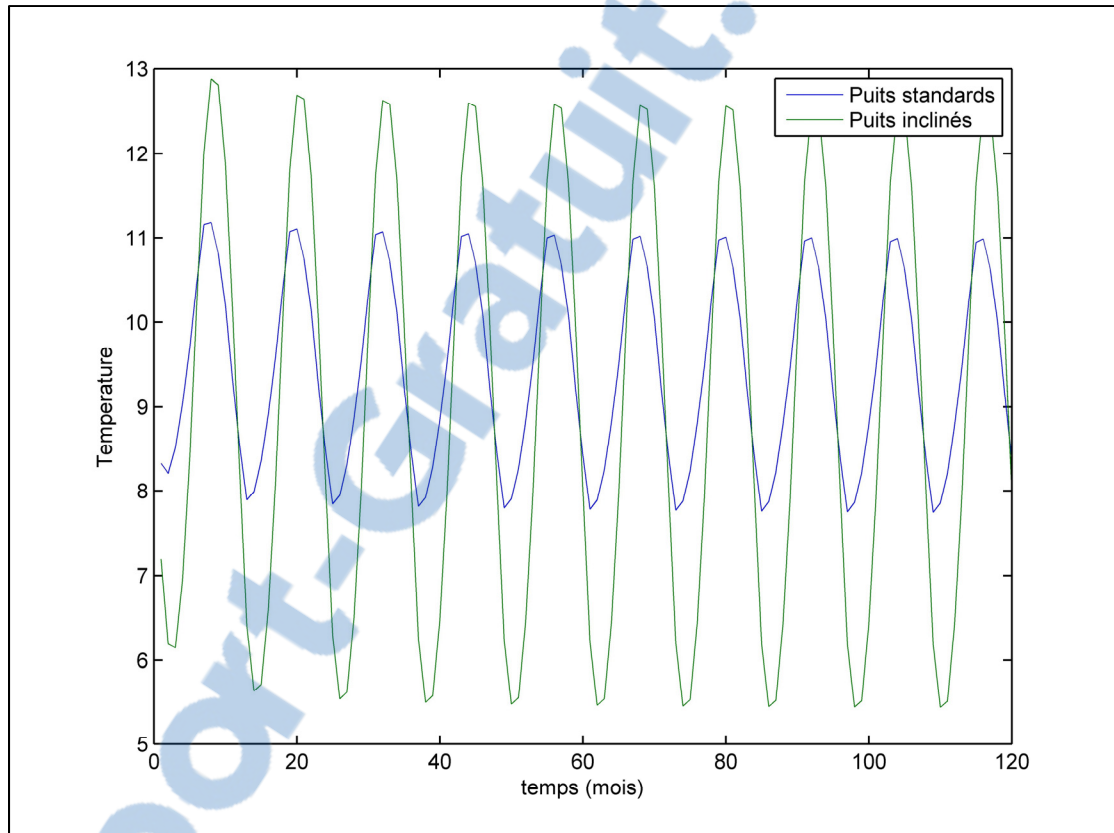


Figure 3.7 Température de sortie du fluide avec une température de surface variable

La variation de température pour le modèle avec puits standard est pratiquement la même que pour la simulation précédente avec des oscillations entre 8 °C et 11 °C. Dans le cas des puits inclinés, les effets conjugués des changements climatiques et de la charge de la thermopompe qui se produisent simultanément font osciller la température de sortie du fluide entre 5.5 °C et 12.7 °C. Il est donc possible d'affirmer que les changements climatiques ont une grande influence sur les puits courts et inclinés en comparaison des puits standards.

3.4 Simulation avec l'échangeur géothermique dimensionné selon *Kavanaugh et Rafferty*

Suite au calcul de dimensionnement effectué à la section 2.6 du présent mémoire il a été déterminé que la dimension nécessaire de puits géothermique vertical pour combler la charge de la maison était d'environ 156 mètres, soit près de la moitié de ce qui a réellement été simulé précédemment. De ce fait, de nouvelles comparaisons ont été effectuées entre un échangeur vertical de cette dimension et l'échangeur à l'étude défini dans la section précédente.

Afin d'évaluer uniquement l'impact de l'utilisation d'un échangeur dimensionné selon cette méthode particulière, une première simulation a été effectuée sans tenir compte des variations de température de surface. Encore une fois, les températures mensuelles moyennes du fluide sortant de l'échangeur géothermique sur une période de dix ans ont été utilisées pour effectuer les comparaisons entre les deux configurations. On constate à la figure suivante que la différence d'amplitude totale de température est plus élevée d'environ 4.5 °C pour le système d'échangeur dimensionné précédemment. Ce phénomène semble tout à fait plausible puisque, comme mentionné précédemment, la charge totale appliquée demeure la même. La quantité d'énergie par unité de longueur q' est donc doublée pour l'échangeur dit standard, accentuant par le fait même les variations de température dans un même laps de temps.

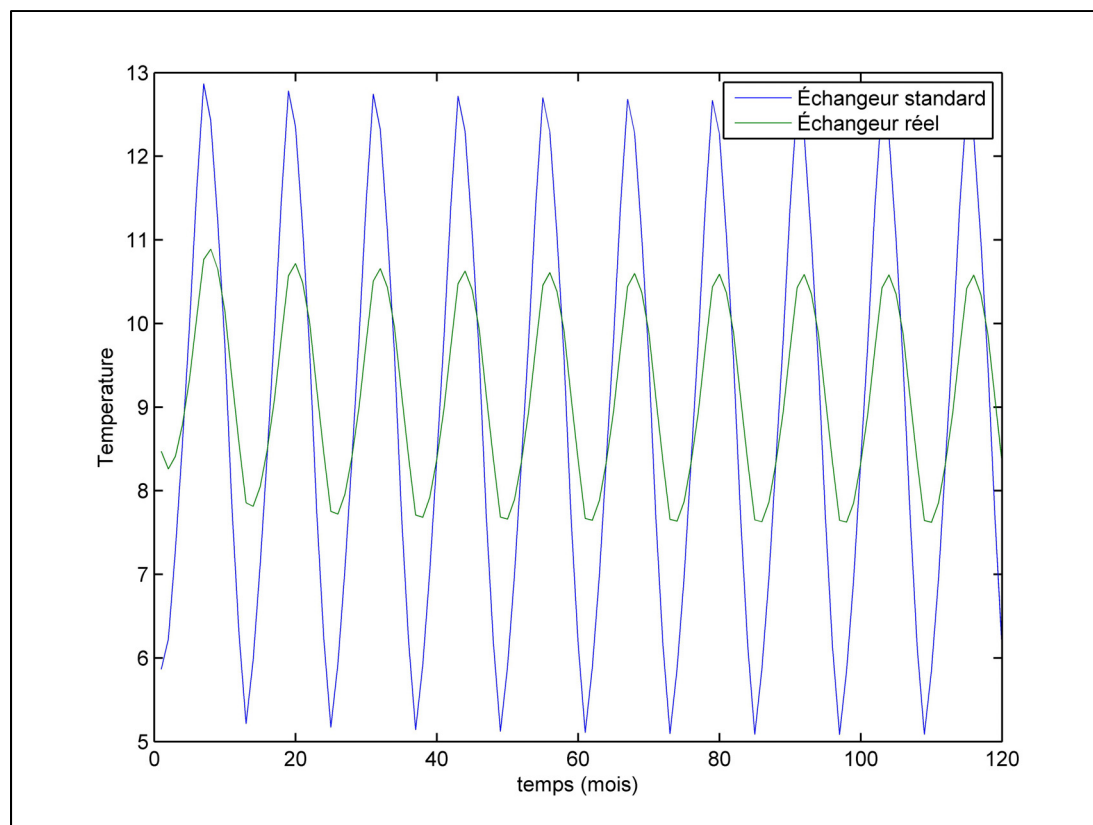


Figure 3.8 Température de sortie du fluide avec une température de surface fixe

Cependant, lorsque l'on tient compte des changements climatiques extérieurs, les variations de température deviennent du même ordre de grandeur. On constate à la figure suivante que les variations de température ont augmentées pour l'échangeur à puits inclinés alors que celui à puits vertical standard n'est que très peu influencé. La différence d'amplitude totale est maintenant de l'ordre de $0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Il est donc possible d'affirmer que l'échangeur à puits courts et inclinés respecte les mêmes critères au niveau des variations de température du fluide que l'échangeur vertical dimensionné à la section 2.6 et que ces derniers sont tout à fait comparable. C'est d'ailleurs ces derniers qui seront comparés dans l'étude économique au chapitre suivant.

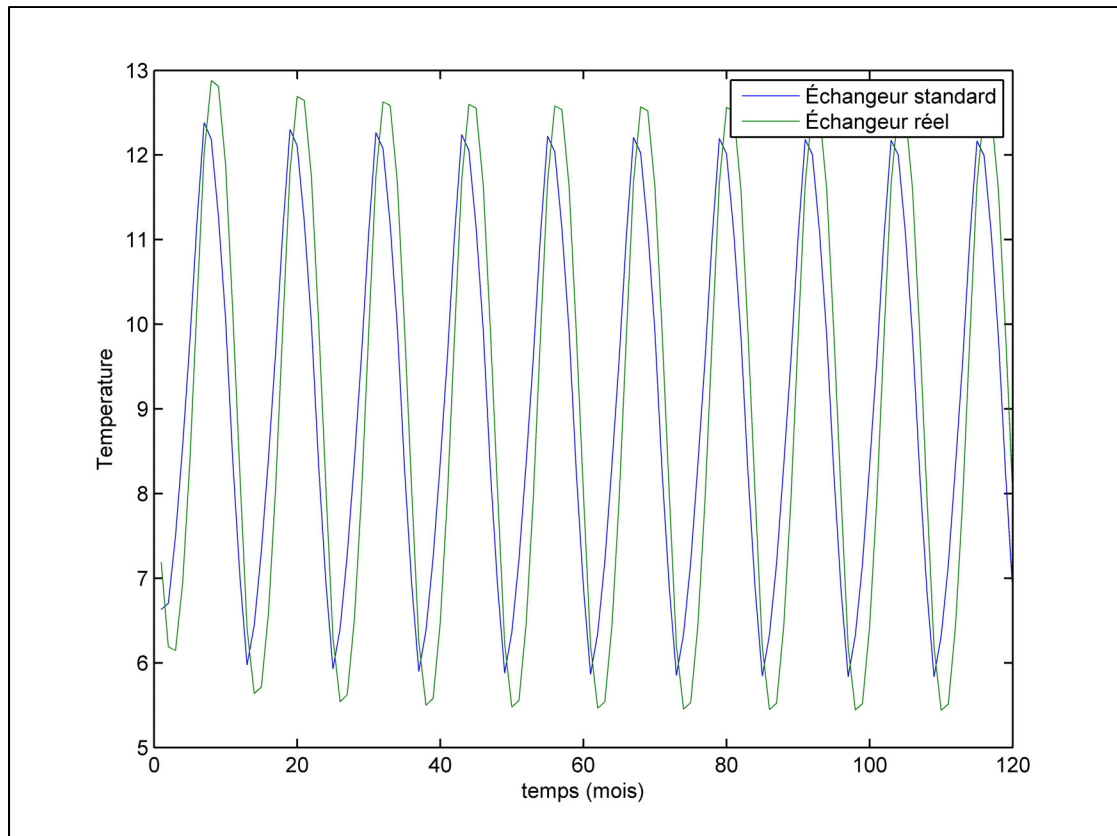


Figure 3.9 Température de sortie du fluide avec une température de surface variable

CHAPITRE 4

ANALYSE DES RÉPONSES THERMIQUES

4.1 Étude économique

Puisque la température du fluide sortant de l'échangeur, donc entrant dans la thermopompe du côté source, varie un peu plus pour le système à puits courts et inclinés, une baisse d'efficacité de la thermopompe géothermique est à prévoir. En effet, les machines frigorifiques utilisant un cycle de réfrigération conventionnel, comme celle du système à l'étude peuvent être considérablement influencées par ces variations de température. Dans le cas présent, lorsque la thermopompe tente de retirer l'énergie de la maison pour la climatiser, les couches supérieures du sol sont plus chaudes en raison de la température extérieure, ainsi l'échange thermique dans les puits courts et inclinés perd de son efficacité. Le fluide entrant dans le condenseur de la thermopompe est donc plus chaud, causant ainsi une augmentation de la pression du réfrigérant gazeux. Le compresseur doit alors effectuer un travail plus important afin d'augmenter la pression à sa sortie, et par le fait même la température du frigorigène, pour assurer la dissipation de la chaleur absorbée du côté charge. Cette quantité de travail supplémentaire est caractérisée par une baisse d'efficacité et une augmentation de la consommation énergétique de la thermopompe. Au niveau de la charge, les demandes énergétiques et les températures de retour à la thermopompe sont relativement constantes. Ainsi, seules les températures du côté source influencent le système général.

Afin de valider ce phénomène et de déterminer l'impact économique de l'utilisation d'un échangeur géothermique à puits inclinés en comparaison d'un échangeur standard, une évaluation de la consommation énergétique de la thermopompe a été effectuée pour une période de 20 ans. Pour ce faire, les modèles décrits à la section 3.4 ont été réutilisés et l'évaluation de la consommation de la thermopompe a été effectuée à partir des coefficients de performance calculés avec les formules suivantes :

$$COP_{CL} = 6.9403 - 0.0549 T_{fo} - 0.0012 T_{fo}^2 \quad (4.1)$$

$$COP_{CH} = 3.7643 + 0.0726 T_{fo} - 0.0006 T_{fo}^2 \quad (4.2)$$

Ces équations ont été déterminées à partir de régressions linéaires basées sur les données de capacité de la thermopompe provenant du manufacturier et qui sont présentées en annexe. À partir de ces dernières et de la charge énergétique de la thermopompe, il a été possible d'évaluer sa consommation. En considérant seulement l'énergie relative au chauffage et à la climatisation déterminée à partir du modèle de la maison qui est de 15 397 kWh annuellement, l'économie réalisée par l'utilisation de la thermopompe avec chacun des deux échangeurs est présentée au tableau suivant :

Tableau 4.1 Consommation énergétique des systèmes

Type d'échangeur	Consommation pour 10 années (kWh)	Consommation moyenne annuelle (kWh)	Économie annuelle (kWh)
Puits standards	37450	3745	11652
Puits inclinés	39974	3997	11400

Dans le cas présent, uniquement l'énergie relative à la thermopompe a été déterminée sans considération pour le ventilateur de cette dernière ainsi que les différentes pompes circulatrices du système général.

Afin d'évaluer la période de retour sur l'investissement de chacun des deux systèmes une évaluation du coût d'installation de chaque échangeur a été effectuée. Pour l'échangeur à puits courts et inclinés, l'ensemble des facteurs énumérés dans le premier chapitre font en sorte que le coût de mise en place de ce dernier est évalué en moyenne à 15\$ par pied linéaire ou 49\$ par mètre. Dans le cas d'un échangeur standard à puits verticaux, le prix moyen d'installation se situe environ à 25\$ par pied linéaire ou 82\$ par mètre. Actuellement, le coût de l'énergie électrique au niveau résidentiel est de 0.0751\$ par kilowattheure (Hydro-

Québec, 2011) et la longueur totale de l'échangeur géothermique à l'étude est de 303 mètres. À partir de ces données, la période de retour sur l'investissement peut être déterminée et est présentée au tableau suivant pour chacun des deux échangeurs.

Tableau 4.2 PRI des systèmes

Type d'échangeur	Économie annuelle (\$)	Coût d'installation (\$)	PRI (année)
Puits standards	875	12 792	14,6
Puits inclinés	856	14 847	17,3

Malgré le faible coût d'installation et une efficacité similaire, la dimension plus importante de l'échangeur géothermique à puits courts et inclinés ralentis quelque peu la période de retour sur l'investissement en comparaison d'un échangeur vertical standard.

CONCLUSION

L'utilisation de l'énergie géothermique basse température via une installation comprenant une thermopompe et un réseau d'échangeur de chaleur enfouie dans le sol constitue un excellent moyen d'améliorer les systèmes de chauffage et de climatisation des espaces habitables. Cependant, l'installation d'un tel système peut s'avérer très coûteuse, ce qui décourage bon nombre de propriétaires. Pour remédier à la situation, différentes solutions sont proposées dont l'utilisation d'échangeurs plus courts directement insérés dans le sol meuble, ce qui permet d'éliminer les coûts relatifs au forage. Afin de minimiser la surface requise pour l'installation de ces puits, ils sont insérés dans le sol à un angle plus ou moins important par rapport à la verticale. Ainsi, la majeure partie de l'échangeur géothermique se trouve dans les couches supérieures du sol. Les effets d'échanges thermiques avec la surface du sol, appelés effets axiaux, sont donc amplifiés et peuvent influencer considérablement les températures d'opération du système ainsi que les performances de la thermopompe géothermique. Pour analyser le comportement à long terme de ce type d'échangeur et déterminer sa rentabilité, le système utilisé pour le chauffage et la climatisation d'une maison située en banlieue de Montréal a été étudié.

Afin d'évaluer le plus précisément possible le profile de charge de la maison, cette dernière a été entièrement modélisée dans le logiciel de simulation numérique TRNSYS sous son application TRNBuild. Le reste du système, soit la thermopompe, les pompes, le réservoir d'eau chaude et autre ont été inclus dans un système général créé dans TRNSYS. Dû à la particularité des échangeurs géothermiques employés leur simulation a été effectuée à partir du modèle analytique de la source linéaire finie qui a été modifié afin de tenir compte de l'effet de l'inclinaison des puits.

Suite à la validation du modèle d'échangeur, plusieurs simulations ont été effectuées sur des périodes de 10 ans. Ces dernières ont permis de déterminer que l'influence des effets axiaux est relativement faible lorsqu'une température fixe est appliquée à la surface sol. Par contre, lorsque les changements climatiques de surface sont inclus au système, l'impact sur les

températures du fluide dans l'échangeur géothermique est plus prononcé. Des différences de température de l'ordre de 2.5 °C et des amplitudes de variation totale plus grande de 4 °C ont été observées pour l'échangeur à puits courts et inclinés comparativement à un échangeur standard à puits verticaux standards de même dimension. Par contre, lorsque l'on compare l'échangeur à l'étude avec un échangeur à puits verticaux correctement dimensionné pour la charge de la maison, les différences de température entre les deux systèmes sont considérablement réduites.

Bien entendu, les variations de températures un peu plus élevées à l'entrée de la thermopompe géothermique utilisant des puits courts et inclinés tendent à diminuer son coefficient de performance. Ce phénomène entraîne une légère surconsommation énergétique provenant de l'équipement de chauffage et de climatisation comparativement à un système formé de puits géothermiques verticaux et profonds. De plus, la dimension totale de l'échangeur à l'étude est pratiquement doublée par rapport à un échangeur à puits verticaux standard pour obtenir les mêmes performances. Malgré des coûts relatifs à la mise en place de l'échangeur géothermique plus faibles, le système utilisant des puits courts et inclinés devient rentable après 17.3 années, alors que celui comportant des échangeurs standards est rentable après 14.6 années.

Aussi, la flexibilité et la rapidité de calcul du modèle analytique utilisé ont permis de modéliser facilement plusieurs configurations d'échangeurs géothermiques différentes et de les comparer. Ce modèle s'avère donc un puissant moyen d'optimiser le système dont la validité a été prouvée par comparaison avec les modèles théoriques.

Enfin, aucune donnée de monitoring de la maison en question n'a pu être utilisée. Il serait intéressant de comparer lesdites données avec le système général modélisé dans le cadre du présent mémoire.

ANNEXE I

FICHE TECHNIQUE DE LA THERMOPOMPE

SYNERGY3D SPECIFICATION CATALOG

AHRI/ISO 13256-1 Performance Ratings

Model	Capacity Modulation	Flow Rate		Ground Water Heat Pump				Energy Star Rated	Ground Loop Heat Pump				Energy Star Rated
				Cooling EWT 59°F		Heating EWT 50°F			Full Load 77°F Part Load 68°F		Full Load 32°F Part Load 41°F		
		gpm	cfm	Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP		Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP	
038	Full	9.0	1200	37,100	19.6	31,100	4.6	Yes	35,800	18.5	24,800	4.0	Yes
	Part	8.0	1000	27,400	27.8	22,200	5.0		26,500	23.7	20,000	4.5	
049	Full	12.0	1500	45,000	22.1	39,300	4.5	Yes	44,600	16.6	34,000	3.7	Yes
	Part	11.0	1300	37,500	25.3	32,400	4.7		36,100	21.7	28,600	4.2	
064	Full	16.0	1800	65,200	18.8	53,800	4.1	Yes	60,500	15.4	42,000	3.5	Yes
	Part	14.0	1500	48,300	24.3	38,000	4.3		46,100	20.8	33,000	3.9	
072	Full	18.0	2000	74,500	17.7	64,600	4.1	Yes	70,400	15.0	50,000	3.6	Yes
	Part	16.0	1500	56,600	22.6	47,100	4.2		55,400	20.2	41,400	3.9	

Cooling capacities based upon 80.6°F DB, 66.2°F WB entering air temperature
 Heating capacities based upon 68°F DB, 59°F WB entering air temperature
 All ratings based upon 208V operation

1/29/10



SYNERGY3D SPECIFICATION CATALOG

Physical Data

Model	038	049	064	072
Compressor (1 each)	Copeland Scroll			
Factory Charge R410a, oz [kg]	90 [2.55]	111 [3.14]	128 [3.62]	128 [3.62]
ECM Blower Motor & Blower				
Blower Motor Type/Speeds	ECM Variable Speed			
Blower Motor- hp [W]	1/2 [373]	1/2 [373]	1 [746]	1 [746]
Blower Wheel Size (Dia x W), in. [mm]	11 x 10 [279 x 254]	11 x 10 [279 x 254]	11 x 10 [279 x 254]	11 x 10 [279 x 254]
Coax and Water Piping				
Loop Water Connections Size - Swivel - in [mm]	1 [25.4]	1 [25.4]	1 [25.4]	1 [25.4]
Hydronic Water Connections Size - Swivel - in [mm]	1 [25.4]	1 [25.4]	1 [25.4]	1 [25.4]
HWG Connection Size - Swivel - in [mm]	1 [25.4]	1 [25.4]	1 [25.4]	1 [25.4]
Coax & Piping Water Volume - gal [l]	1.3 [4.9]	1.6 [6.1]	1.6 [6.1]	1.6 [6.1]
Vertical				
Air Coil Dimensions (H x W), in. [mm]	28 x 25 [711 x 635]	32 x 25 [813 x 635]	36 x 25 [914 x 635]	36 x 25 [914 x 635]
Air Coil Total Face Area, ft2 [m2]	4.9 [0.451]	5.6 [0.570]	6.3 [0.641]	6.3 [0.641]
Air Coil Tube Size, in [mm]	3/8 [9.5]	3/8 [9.5]	3/8 [9.5]	3/8 [9.5]
Air Coil Number of rows	3	3	4	4
Filter Standard - 2" [51mm] Pleated MERV11 Disposable, in [mm]	28 x 30 [712 x 762]	32 x 30 [813 x 762]	36 x 30 [914 x 762]	36 x 30 [914 x 762]
Weight - Operating, lb [kg]	425	530	540	540
Weight - Packaged, lb [kg]	445	550	560	560

6/2/08

Electrical Data

Model	Rated Voltage	Voltage Min/Max	Compressor				Int Pump FLA	Ext Loop FLA	Blower Motor FLA	Total Unit FLA	Min Circ Amp	Max Fuse calc	Max Fuse/HACR
			MCC	RLA	LRA	LRA**							
038	208-230/60/1	197/254	26.0	16.6	82.0	29.0	1.07	5.4	4.0	27.1	31.2	47.8	45
038*	208-230/60/1	197/254	26.0	16.6	82.0	29.0	1.07	5.4	7.0	30.1	34.2	50.8	50
049	208-230/60/1	197/254	33.0	21.1	96.0	34.0	1.07	5.4	4.0	31.6	36.8	57.9	50
049*	208-230/60/1	197/254	33.0	21.1	96.0	34.0	1.07	5.4	7.0	34.6	39.8	60.9	60
064	208-230/60/1	197/254	40.0	25.6	118.0	41.0	1.07	5.4	7.0	39.1	45.5	71.2	70
072	208-230/60/1	197/254	42.5	27.2	150.0	53.0	1.07	5.4	7.0	40.7	47.5	74.7	70

Rated Voltage of 208-230/60/1.
 HACR circuit breaker in USA only.
 Local electrical codes overrule any wiring recommendations.
 * With optional 1 HP ECM2 motor
 **With optional IntelliStart

Min/Max Voltage of 197/254.
 All fuses Class RK-5.

5/7/09

Synergy3D 049 Water Heating Data

ELT	EST	LGPM	SOURCE 6.0 GPM								SWPD	HWC kBtu/h	SOURCE 9.0 GPM								SWPD	HWC kBtu/h	SOURCE 12.0 GPM								SWPD	HWC kBtu/h			
			LLT		HC	KW	HE	COP	LST	PSI			FT HD	LLT		HC	KW	HE	COP	LST			PSI	FT HD	LLT		HC	KW	HE	COP			LST	PSI	FT HD
			LLT	HC	KW	HE	COP	LST	PSI	FT HD			LLT	HC	KW	HE	COP	LST	PSI	FT HD			LLT	HC	KW	HE	COP	LST	PSI	FT HD					
80	30	6.0	Operation Not Recommended																																
		9.0	88.0	32.1	2.54	23.5	3.7	21.9	1.2	2.8	4.6	88.3	33.1	2.56	24.4	3.8	23.8	2.7	6.2	4.7	88.5	34.0	2.57	25.2	3.9	25.7	4.2	9.7	4.8						
		12.0	85.3	32.1	2.49	23.6	3.8	21.9	1.2	2.8	4.4	85.5	33.0	2.50	24.5	3.9	23.8	2.7	6.2	4.5	85.7	33.9	2.51	25.4	4.0	25.6	4.2	9.7	4.6						
80	40	6.0	Operation Not Recommended																																
		9.0	89.3	37.0	2.58	28.2	4.2	30.3	1.2	2.7	5.3	89.6	38.2	2.59	29.4	4.3	32.6	2.6	6.1	5.4	89.9	39.4	2.60	30.5	4.4	34.9	4.1	9.4	5.5						
		12.0	86.2	37.0	2.52	28.4	4.3	30.2	1.2	2.7	5.1	86.4	38.2	2.52	29.6	4.4	32.5	2.6	6.1	5.2	86.6	39.4	2.53	30.7	4.6	34.9	4.1	9.4	5.3						
80	50	6.0	94.0	41.9	2.68	32.8	4.6	38.7	1.2	2.7	6.1	94.5	43.4	2.70	34.2	4.7	41.4	2.6	5.9	6.3	94.9	44.8	2.72	35.6	4.8	44.1	4.0	9.1	6.4						
		9.0	90.5	41.9	2.61	33.0	4.7	38.7	1.2	2.7	5.9	90.8	43.4	2.62	34.4	4.8	41.3	2.6	5.9	6.0	91.2	44.8	2.64	35.8	5.0	44.0	4.0	9.1	6.2						
		12.0	87.0	41.9	2.54	33.2	4.8	38.6	1.2	2.7	5.7	87.2	43.3	2.55	34.6	5.0	41.3	2.6	5.9	5.8	87.5	44.8	2.56	36.1	5.1	44.0	4.0	9.1	5.9						
80	60	6.0	95.6	46.8	2.72	37.5	5.0	47.1	1.1	2.6	7.0	96.2	48.5	2.74	39.2	5.2	50.2	2.5	5.7	7.1	96.7	50.2	2.76	40.8	5.3	53.2	3.8	8.8	7.3						
		9.0	91.7	46.8	2.64	37.8	5.2	47.0	1.1	2.6	6.7	92.1	48.5	2.66	39.4	5.3	50.1	2.5	5.7	6.9	92.6	50.2	2.67	41.1	5.5	53.1	3.8	8.8	7.0						
		12.0	87.8	46.8	2.56	38.0	5.3	46.9	1.1	2.6	6.5	88.1	48.5	2.57	39.7	5.5	50.0	2.5	5.7	6.6	88.4	50.2	2.58	41.4	5.7	53.1	3.8	8.8	6.7						
80	70	6.0	97.2	51.7	2.76	42.2	5.5	55.5	1.1	2.5	8.0	97.9	53.6	2.79	44.1	5.6	58.9	2.4	5.5	8.2	98.5	55.6	2.81	46.0	5.8	62.3	3.7	8.5	8.3						
		9.0	92.9	51.7	2.68	42.5	5.7	55.4	1.1	2.5	7.7	93.4	53.6	2.69	44.5	5.8	58.8	2.4	5.5	7.9	93.9	55.6	2.70	46.4	6.0	62.3	3.7	8.5	8.0						
		12.0	88.6	51.7	2.59	42.8	5.8	55.3	1.1	2.5	7.4	88.9	53.7	2.59	44.8	6.1	58.7	2.4	5.5	7.6	89.3	55.7	2.60	46.8	6.3	62.2	3.7	8.5	7.7						
100	30	6.0	Operation Not Recommended																																
		9.0	107.8	31.1	3.25	20.0	2.8	23.1	1.2	2.8	4.4	108.1	32.3	3.30	21.0	2.9	24.7	2.7	6.2	4.5	108.4	33.4	3.36	22.0	2.9	26.3	4.2	9.7	4.7						
		12.0	105.2	31.2	3.20	20.2	2.9	23.0	1.2	2.8	4.3	105.3	31.9	3.20	21.0	2.9	24.7	2.7	6.2	4.3	105.4	32.7	3.21	21.7	3.0	26.4	4.2	9.7	4.4						
100	40	6.0	Operation Not Recommended																																
		9.0	108.9	35.6	3.28	24.4	3.2	31.6	1.2	2.7	5.1	109.3	36.9	3.32	25.6	3.3	33.6	2.6	6.1	5.2	109.6	38.3	3.37	26.8	3.3	35.5	4.1	9.4	5.3						
		12.0	105.9	35.7	3.21	24.7	3.3	31.5	1.2	2.7	4.9	106.1	36.7	3.22	25.7	3.3	33.5	2.6	6.1	5.0	106.3	37.7	3.23	26.7	3.4	35.6	4.1	9.4	5.0						
100	50	6.0	113.4	40.1	3.39	28.5	3.5	40.2	1.2	2.7	5.9	113.9	41.7	3.45	30.0	3.5	42.5	2.6	5.9	6.0	114.5	43.4	3.51	31.4	3.6	44.8	4.0	9.1	6.2						
		9.0	110.0	40.1	3.31	28.9	3.6	40.1	1.2	2.7	5.7	110.4	41.6	3.34	30.2	3.6	42.4	2.6	5.9	5.8	110.8	43.1	3.38	31.5	3.7	44.7	4.0	9.1	5.9						
		12.0	106.7	40.2	3.23	29.2	3.6	40.0	1.2	2.7	5.5	106.9	41.5	3.24	30.4	3.8	42.3	2.6	5.9	5.5	107.1	42.7	3.25	31.6	3.9	44.7	4.0	9.1	5.6						
100	60	6.0	114.9	44.6	3.42	32.9	3.8	48.7	1.1	2.6	6.7	115.4	46.3	3.47	34.5	3.9	51.3	2.5	5.7	6.8	116.0	48.0	3.52	36.0	4.0	54.0	3.8	8.8	7.0						
		9.0	111.2	44.7	3.34	33.3	3.9	48.6	1.1	2.6	6.4	111.6	46.3	3.36	34.8	4.0	51.3	2.5	5.7	6.6	112.0	47.9	3.39	36.3	4.1	53.9	3.8	8.8	6.7						
		12.0	107.5	44.8	3.25	33.7	4.0	48.4	1.1	2.6	6.2	107.7	46.3	3.26	35.1	4.2	51.2	2.5	5.7	6.3	108.0	47.7	3.26	36.6	4.3	53.9	3.8	8.8	6.4						
100	70	6.0	116.4	49.1	3.46	37.3	4.2	57.2	1.1	2.5	7.6	117.0	50.9	3.49	38.9	4.3	60.2	2.4	5.5	7.7	117.5	52.6	3.53	40.6	4.4	63.2	3.7	8.5	7.9						
		9.0	112.3	49.2	3.36	37.7	4.3	57.0	1.1	2.5	7.3	112.7	50.9	3.38	39.4	4.4	60.1	2.4	5.5	7.5	113.2	52.7	3.40	41.1	4.5	63.2	3.7	8.5	7.6						
		12.0	108.2	49.3	3.27	38.2	4.4	56.9	1.1	2.5	7.1	108.5	51.0	3.27	39.9	4.6	60.0	2.4	5.5	7.2	108.8	52.8	3.28	41.6	4.7	63.1	3.7	8.5	7.3						
120	30	6.0	Operation Not Recommended																																
		9.0	127.5	30.0	3.96	16.5	2.2	24.3	1.2	2.8	4.3	127.9	31.5	4.05	17.6	2.3	25.6	2.7	6.2	4.4	128.3	32.9	4.14	18.7	2.3	26.8	4.2	9.7	4.6						
		12.0	125.0	30.2	3.90	16.9	2.3	24.2	1.2	2.8	4.1	125.1	30.8	3.91	17.5	2.3	25.5	2.7	6.2	4.2	125.2	31.4	3.91	18.0	2.3	26.9	4.2	9.7	4.2						
120	40	6.0	Operation Not Recommended																																
		9.0	128.5	34.2	3.99	20.6	2.5	32.9	1.2	2.7	4.9	128.9	35.7	4.06	21.8	2.6	34.5	2.6	6.1	5.0	129.4	37.1	4.13	23.0	2.6	36.2	4.1	9.4	5.2						
		12.0	125.7	34.4	3.91	21.1	2.6	32.8	1.2	2.7	4.7	125.9	35.2	3.92	21.8	2.6	34.5	2.6	6.1	4.8	126.0	36.0	3.92	22.6	2.7	36.2	4.1	9.4	4.8						
120	50	6.0	132.7	38.2	4.09	24.2	2.7	41.7	1.2	2.7	5.6	133.4	40.1	4.20	25.8	2.8	43.6	2.6	5.9	5.8	134.0	42.0	4.31	27.3	2.9	45.4	4.0	9.1	6.0						
		9.0	129.6	38.4	4.01	24.7	2.8	41.5	1.2	2.7	5.4	130.0	39.8	4.06	26.0	2.9	43.5	2.6	5.9	5.5	130.4	41.3	4.12	27.2	2.9	45.5	4.0	9.1	5.7						
		12.0	126.4	38.6	3.92	25.2	2.9	41.3	1.2	2.7	5.2	126.6	39.6	3.93	26.2	3.0	43.4	2.6	5.9	5.3	126.8	40.6	3.94	27.2	3.0	45.5	4.0	9.1	5.4						
120	60	6.0	134.1	42.4	4.13	28.3	3.0	50.3	1.1	2.6	6.3	134.7	44.1	4.20	29.8	3.1	52.5	2.5	5.7	6.5	135.3	45.8	4.28	31.2	3.1	54.8	3.8	8.8	6.6						
		9.0	130.6	42.6	4.03	28.8	3.1	50.1	1.1	2.6	6.1	131.0	44.0	4.07	30.2	3.2	52.4	2.5	5.7	6.2	131.4	45.5	4.11	31.5	3.2	54.7	3.8	8.8	6.3						
		12.0	127.1	42.8	3.93	29.4	3.2	49.9	1.1	2.6	5.9	127.3	44.0	3.94	30.6	3.3	52.3	2.5	5.7	6.0	127.5	45.2	3.95	31.8	3.4	54.7	3.8	8.8	6.1						
120	70	6.0	135.5	46.5	4.16	32.3	3.3	58.9	1.1	2.5	7.2	136.0	48.1	4.20	33.8	3.4	61.4	2.4	5.5	7.3	136.6	49.7	4.24	35.2	3.4	64.0	3.7	8.5	7.4						
		9.0	131.7	46.7	4.05	32.9	3.4	58.7	1.1	2.5	7.0	132.0	48.2	4.08	34.3	3.5	61.3	2.4	5.5	7.1	132.4	49.7	4.10	35.8	3.6	63.9	3.7	8.5	7.2						
		12.0	127.8	47.0	3.94	33.5	3.5	58.5	1.1	2.5	6.7	128.1	48.4	3.95	34.9	3.6	61.1	2.4	5.5	6.8	128.3	49.8	3.96	36.3	3.7	63.8	3.7	8.5	6.9						

* Water heating mode only allows high compressor capacity operation.

ELT = entering load fluid temperature to heat pump
 LLT = leaving load fluid temperature from heat pump
 LGPM = load flow in gallons per minute
 LHPD = load coax water pressure drop
 EST = entering source fluid temperature to heat pump
 LST = leaving source fluid temperature from heat pump
 HWC = hot water generator capacity

SWPD = source coax water pressure drop
 PSI = pressure drop in pounds per square inch
 FT HD = pressure drop in feet of head
 KW = kilowatts
 HC = heat extracted in Btu/h
 COP = coefficient of performance [HC/(kW x 3.413)]

IMPORTANT NOTE: Refer to page 18 (Notes to Performance Tables) for additional information

SDVO49 High Speed - Performance Data

EWT °F	Flow gpm	WPD			HEATING - EAT 70°F						COOLING - EAT 80/67 °F								
		PSI	FT		Airflow cfm	HC kBtu/h	Power kW	HE kBtu/h	LAT °F	COP	HWC kBtu/h	Airflow cfm	TC kBtu/h	SC kBtu/h	S/T Ratio	Power kW	HR kBtu/h	EER	HWC kBtu/h
20	6.0	1.3	3.0	Operation not recommended															
	9.0	2.5	5.7	Operation not recommended															
	12.0	4.0	9.2	1350	27.5	2.53	18.8	88.9	3.18	4.7	Operation not recommended								
				1550	28.4	2.61	19.5	87.0	3.18	4.2									
30	6.0	1.2	2.9	Operation not recommended															
	9.0	2.4	5.5	1350	31.0	2.49	22.5	91.2	3.64	4.9	1350	39.9	26.3	0.66	1.75	45.9	22.8	-	
	12.0	3.9	8.9	1550	31.5	2.52	22.9	91.6	3.66	5.0	1350	40.4	26.3	0.65	1.67	46.1	24.2	-	
				1550	32.5	2.60	23.6	89.4	3.67	4.6	1550	42.7	29.2	0.68	1.78	48.8	24.0	-	
40	6.0	1.2	2.8	Operation not recommended															
	9.0	2.3	5.3	1350	36.8	2.69	27.6	95.2	4.01	5.6	1350	42.4	29.9	0.70	1.92	49.0	22.1	-	
	12.0	3.7	8.7	1550	37.9	2.75	28.5	92.6	4.04	5.2	1550	44.9	33.2	0.74	2.03	51.8	22.1	-	
				1350	37.5	2.72	28.2	95.7	4.04	5.8	1350	42.9	29.9	0.70	1.84	49.2	23.4	-	
50	6.0	1.2	2.7	1350	39.6	2.77	30.1	97.1	4.18	6.1	1350	44.9	33.3	0.74	2.29	52.7	19.6	2.7	
	9.0	2.2	5.2	1550	40.8	2.81	31.3	94.4	4.26	5.6	1550	47.3	37.0	0.78	2.41	55.5	19.6	2.9	
				1350	41.1	2.83	31.5	98.2	4.26	6.3	1350	45.4	33.8	0.74	2.14	52.8	21.2	2.5	
	12.0	3.6	8.4	1550	42.3	2.87	32.5	95.3	4.32	5.8	1550	47.9	37.6	0.79	2.25	56.6	21.3	2.7	
1350				41.9	2.86	32.2	98.8	4.30	6.5	1350	45.9	33.9	0.74	2.06	53.0	22.3	2.3		
60	6.0	1.1	2.6	1350	43.7	2.85	33.9	99.9	4.49	6.9	1350	42.9	32.2	0.75	2.39	51.1	17.9	3.2	
	9.0	2.2	5.0	1550	45.0	2.86	35.3	96.9	4.61	6.4	1550	45.0	35.7	0.79	2.50	53.5	18.0	3.4	
				1350	45.6	2.92	35.7	101.3	4.58	7.1	1350	43.6	32.6	0.75	2.26	51.3	19.3	3.0	
	12.0	3.5	8.1	1550	47.0	2.94	37.0	98.1	4.69	6.6	1550	45.7	36.2	0.79	2.36	53.8	19.4	3.2	
1350				46.7	2.96	36.6	102.0	4.63	7.3	1350	44.1	32.8	0.74	2.19	51.5	20.1	2.7		
70	6.0	1.1	2.5	1350	48.0	2.96	37.9	102.9	4.75	7.9	1350	42.0	33.1	0.79	2.68	51.1	17.9	3.9	
	9.0	2.1	4.9	1550	49.5	2.95	39.4	99.5	4.91	7.3	1550	43.8	36.8	0.84	2.78	53.3	18.8	4.2	
				1350	50.3	3.05	39.9	104.5	4.84	8.1	1350	42.9	33.5	0.78	2.55	51.6	16.8	3.7	
	12.0	3.4	7.9	1550	51.9	3.04	41.5	101.0	5.00	7.5	1550	44.8	37.2	0.83	2.65	53.8	16.9	4.0	
1350				51.6	3.09	41.1	105.4	4.90	8.4	1350	43.3	33.7	0.78	2.48	51.8	17.5	3.4		
80	6.0	1.1	2.5	1350	50.1	3.03	39.7	104.3	4.84	8.7	1350	41.3	32.6	0.79	2.86	51.0	14.5	5.1	
	9.0	2.0	4.7	1550	51.7	3.00	41.5	100.9	5.06	8.1	1550	43.0	36.1	0.84	2.94	53.0	14.6	5.4	
				1350	52.9	3.14	42.1	106.3	4.93	9.0	1350	42.4	32.9	0.78	2.75	51.7	15.4	4.7	
	12.0	3.3	7.6	1550	54.6	3.10	44.0	102.6	5.16	8.3	1550	44.1	36.5	0.83	2.83	53.7	15.6	5.1	
1350				54.4	3.18	43.5	107.3	5.01	9.3	1350	42.8	33.2	0.78	2.68	52.0	16.0	4.4		
90	6.0	1.0	2.4	1350	52.3	3.11	41.7	105.9	4.94	9.7	1350	38.5	29.9	0.78	2.99	48.7	12.9	6.3	
	9.0	2.0	4.5	1550	54.1	3.05	43.7	102.3	5.21	9.0	1550	39.9	33.1	0.83	3.06	50.3	13.0	6.7	
				1350	55.6	3.24	44.5	108.1	5.03	10.0	1350	39.6	30.2	0.76	2.91	49.6	13.6	5.9	
	12.0	3.2	7.3	1550	57.4	3.17	46.6	104.3	5.31	9.3	1550	41.1	33.4	0.81	2.97	51.3	13.9	6.4	
1350				57.3	3.27	46.1	109.3	5.13	10.3	1350	40.1	30.4	0.76	2.85	49.8	14.1	5.5		
100	6.0	1.0	2.3	1350	59.2	3.21	48.3	105.4	5.41	9.6	1550	41.5	33.8	0.81	2.91	51.4	14.3	6.1	
	9.0	1.9	4.4	Operation not recommended															
	12.0	3.1	7.1	1350	38.6	30.9	0.80	3.38	50.2	11.4	7.5	1550	39.9	34.2	0.86	3.43	51.6	11.7	8.1
				1350	39.1	31.2	0.80	3.32	50.4	11.7	7.0	1550	40.3	34.6	0.86	3.37	51.8	12.0	7.7
110	6.0	1.0	2.2	Operation not recommended															
	9.0	1.8	4.2	Operation not recommended															
	12.0	2.9	6.8	1350	35.7	28.4	0.80	3.77	48.5	9.5	9.3	1550	36.7	31.4	0.86	3.80	49.6	9.7	10.1
				1350	36.0	28.8	0.80	3.72	48.7	9.7	8.7	1550	37.0	31.9	0.86	3.75	49.8	9.9	9.6
120	6.0	0.9	2.1	Operation not recommended															
	9.0	1.7	4.0	1350	33.0	27.6	0.84	4.19	47.3	7.9	11.3	1550	33.8	30.4	0.90	4.18	48.1	8.1	12.2
				1350	33.3	28.0	0.84	4.15	47.5	8.0	10.5	1550	34.1	31.0	0.91	4.14	48.2	8.2	11.6
	12.0	2.8	6.5	1350	34.1	28.0	0.84	4.15	47.5	8.0	10.5	1550	34.1	31.0	0.91	4.14	48.2	8.2	11.6

Performance capacities shown in thousands of Btu/h.

IMPORTANT NOTE: Refer to page 18 (Notes to Performance Tables) for additional information.

ANNEXE II

FICHE TECHNIQUE DE L'ÉCHANGEUR D'AIR



Gold Series

ENERGY RECOVERY VENTILATOR

vanEE 2001 ERV Part #45808

117 to 214 CFM (0.3 in. w.g.)
110 to 201 CFM (0.4 in. w.g.)



VB00024

FOR RENOVATION & CUSTOM BUILT HOUSES

Designed for homeowners seeking best performance, added value, quality and a longer warranty.

Recognized for its unsurpassed quality and superior craftsmanship, the Gold Series reflects a new level of exceptional performance. It is guaranteed to satisfy the homeowner looking for durability, reliability and performance. The Gold Series: the best of the vanEE experience.

Solid Performances

- Best heat recovery in its category
- Best airflow range in its category
- Exclusive convertible ERV (Latent Recovery Core) to an HRV
- Gold Series blower design makes the unit quieter than ever

Superior Craftsmanship

- External electrical access side panel
- Integrated balancing dampers
- All parts removable in 5 minutes
- Aluminum framed foam filter
- Improved sliding system for core insertion
- Exclusive, deeper one piece condensation tray to prevent water leakage
- No sharp angles on metal parts
- Exclusive reinforced cabinet
- Improved defrost damper and damper mechanism, designed to operate during the toughest weather conditions
- Frost Buster™: Defrost failure protection system designed to protect against damper malfunction

Tradition of Quality

- Proven technology and mechanical simplicity for heat recovery
- Low motor temperature operation for longer life expectancy
- 5-year warranty

Available at:



Controls and Options

- Built-in electronic circuit board ready to receive one of the following main controls:

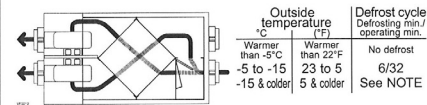
- Basic #40210
- Electro #40220

- One of the following optional controls can be added:

- 20-min. lighted push button #1806110
- 60-min. mechanical timer #00910
- 20/40/60-min. push button #03701

- Integrated furnace interlock relay
- Complete line of registers and diffusers available
- Electric duct heater
- On-line filters

Defrost



Energy Recovery Core

Dimensions: 12" x 12" x 16.75" (30.5 cm x 30.5 cm x 42.54 cm)

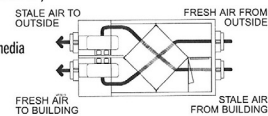
Exchange surface: 156 ft² (14.51 m²)

Weight: 10.5 lbs (4.76 kg)

Type: Crossflow

Material: Enthalpic transfer media

Warranty: 5 years



FROST BUSTER™: The Smart Defrost System

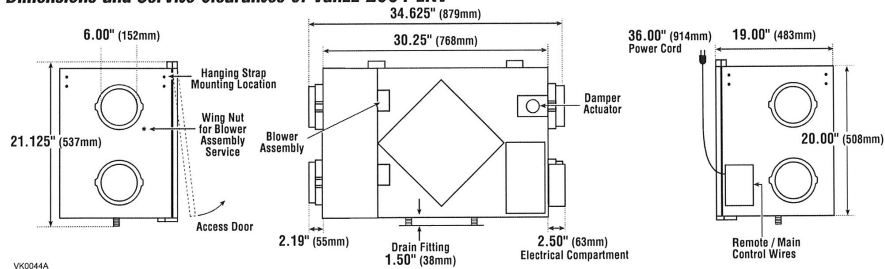
The Gold Series uses a defrost failure protection system that prevents the unit from allowing cold air to enter into the house. In the event of a damper motor relay or damper motor mechanism malfunction, the air entering the house from the core could be colder than -10°C (14°F). To avoid excessive cold air throughout the house or damage to the unit, the failure protection system will shut down the unit and the air exchange LED will flash to signal the failure. In case of minor problems, the system will command a second defrost sequence and a third if necessary before shutting down the unit when the temperature has not risen above +5°C (41°F).

NOTE: The enthalpic core requires extra protection when the outside temperature drops below -15°C (5°F). Therefore, under these conditions, the unit will run 20 minutes at low speed, followed by 6 minutes in defrost and 34 minutes at "off" for every hour, until the exterior temperature becomes warmer.

Requirements and Standards

- Complies with the CSA C22.2 #113 Standard applicable to ventilators.
- Complies with the CSA C444 requirements regulating the installation of Energy Recovery Ventilators.
- Technical data was obtained from published results of tests relating to CSA C429 Standards.
- HVI certified.

Dimensions and Service Clearances of vanEE 2001 ERV

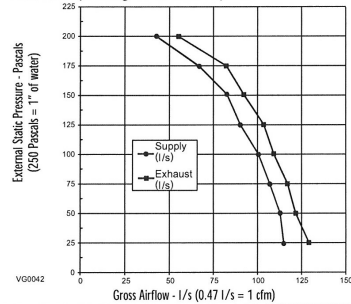


VG0044A

Ventilation Performance

External Static Pressure	Net Supply Air Flow		Gross Air Flow				
	Pa	in. w.g.	l/s	cfm	l/s	cfm	l/s
25	0.1	109	231	116	245	128	271
50	0.2	107	228	114	241	123	260
75	0.3	101	214	107	227	118	249
100	0.4	95	201	101	213	110	233
125	0.5	86	182	91	193	103	217
150	0.6	79	167	83	177	92	195
175	0.7	62	132	66	140	81	172
200	0.8	40	85	43	90	55	116

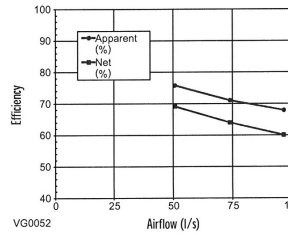
Note: Unit operating at maximum speed.



VG0042

Energy Performance

	Supply Temperature		Net Airflow	Average Power	Sensible Recovery Efficiency	Apparent Sensible Effectiveness	Latent Recovery Moisture Transfer
	°C	°F					
HEATING	0	32	52	110	93	69	0.45
	0	32	74	157	130	64	0.38
	0	32	96	203	193	60	0.30
COOLING	-15	5	52	110	122	55	0.26
	Total recovery efficiency						



VG0052

Specifications and Ratings

- Model: vanEE 2001 ERV
- Part Number #45808
- Total Assembled Weight:
 - With enthalpic transfer media core: 73 lbs (33 Kg)
- Supply Air Duct Connections: 6" diameter
- Exhaust Air Duct Connections: 6" diameter
- Drains: 1/2" fittings
- Filters: 30 ppi washable reticulated foam
 - 11.75" x 16.75" x 0.75"
 - (29.85 x 42.55 x 1.9 cm)

- Cabinet: 20 ga. pre-painted steel
- Insulation: 1.00" aluminum foil faced fiberglass
- Mounting: Reinforced rubber straps (or chain) and hardware provided to suspend unit
- Supply & Exhaust Blower Motors:
 - Voltage: 120 volts
 - Hz: 60 Hz
 - HP: 1/7
 - RPM: 1630/1300/1040
 - Bearings: Sleeve bearings

- Type: PSC
- Fan Speed Control:
 - Low, increased low speed & high
 - Two speeds available to user.
 - Low or increased low speed is selected at the time of installation.
- Unit Electrical Characteristics:
 - Voltage: 120 volts
 - Power: 202 watts
 - Current: 1.9 amps



NOTE: All specifications are subjected to change without notice.

Submitted by:		Date:	Project:
Qty:	Model #:	Remarks:	Location:
			Architect:
			Engineer:
			Contractor:



550, Lemire Blvd., Drummondville, QC, Canada J2C 7W9 - Tel.: 1-800-567-3855 Fax: 1-800-567-1715



www.vanee-ventilation.com

01/04 PRODUCT SHEET #90199

ANNEXE III

DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR GÉOTHERMIQUE SELON LE MODÈLE DE KAVANAUGH POUR LA CHARGE DE CLIMATISATION

Le dimensionnement en climatisation s'effectue à partir de l'équation suivante :

$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lc} - W_c)(R_p + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_s - \frac{t_{fo} + t_{fi}}{2} - t_p} \quad (\text{A-III-1})$$

Facteur de perte de chaleur en court circuit F_{sc} :

Avec 36 mL/s·kW, ce qui correspond à 2 USGPM/tonne, et 3 circuits par puits, $F_{sc} = 1.02$

Facteur de charge partielle durant le mois de design PLF_m :

$$PLF_{climatisation} = \frac{\text{Énergie de chauffage}}{\text{Capacité PaC} * \text{Heures de climatisation}} \quad (\text{A-III-2})$$

L'énergie de refroidissement représente la consommation totale durant le mois le plus chaud de l'année. À l'aide du logiciel de simulation, il est possible de déterminer que pour le mois de juillet, la demande de refroidissement est de 718 kWh.

Le nombre d'heures de refroidissement constitue la période totale de fonctionnement en mode climatisation en juillet. Selon une simulation effectuée précédemment, la machine fonctionne au moins 540 heures durant cet intervalle de temps.

La capacité de la thermopompe en mode chauffage est d'environ 10 kW selon la sélection effectuée avec la compagnie Water-Furnace.

Le facteur de charge partiel se calcule donc comme ceci :

$$PLF_{chauffage} = \frac{718}{10 * 540} = 0.13 \quad (\text{A-III-3})$$

Charge annuelle q_a :

Cette valeur est déterminée à l'aide de la formule suivante :

$$q_a = \frac{-(q_{c_{annuelle}}) * \left(1 + \frac{1}{COP_{cooling}}\right) + (q_{h_{annuelle}}) * \left(1 - \frac{1}{COP_{heating}}\right)}{8760} \quad (\text{A-III-4})$$

Selon le fichier de charge :

L'énergie totale annuelle de refroidissement $q_{c_{annuelle}} = 2088 \text{ kWh}$

L'énergie totale annuelle de chauffage $q_{h_{annuelle}} = 13\,308 \text{ kWh}$

Le manufacturier de thermopompe spécifie :

Un coefficient de performance en refroidissement $COP_{cooling} = 6.4$

Un coefficient de performance en chauffage $COP_{heating} = 3.7$

On obtient donc une charge annuelle de :

$$q_a = \frac{-2088 * \left(1 + \frac{1}{6.4}\right) + 13\,308 * \left(1 - \frac{1}{3.7}\right)}{8760} \approx .834 \text{ kW} \quad (\text{A-III-5})$$

Charge maximale (design) de refroidissement q_{lc} :

Avec le fichier de charge de TRNSYS on obtient $q_{lc} = 4.31 \text{ kW}$

Résistances thermiques effectives du sol R_{ga} , R_{gm} et R_{gd} :

Ces dernières se calculent pour différente période comme suit :

$$\tau_1 = 3650 \text{ jours}$$

$$\tau_2 = 3650 + 30 = 3680 \text{ jours}$$

$$\tau_3 = 3650 + 30 + 0.25 = 3680.25 \text{ jours}$$

Par la suite, l'équation suivante est utilisée pour déterminer le nombre de Fourier :

$$F_o = \frac{4 * \alpha + \tau_f}{d^2} \quad (\text{A-III-6})$$

Où d représente le diamètre extérieur du puits de huit pouces, τ_f le temps d'opération et α la diffusivité thermique d'un sol très argileux contenant 15 % d'eau. Alors :

$$F_{of} = \frac{4 * 0.042 * 3680.25}{0.2032^2} = 14\,974$$

$$F_{o1} = \frac{4 * 0.042 * (3680.25 - 3650)}{0.2032^2} = 123$$

$$F_{o2} = \frac{4 * 0.042 * (3680.25 - 3680)}{0.2032^2} = 1$$

En utilisant la figure 3.2 des références (Kavanaugh et Rafferty, 1997), on obtient le facteur G utilisé pour définir la résistance thermique du sol :

$$G_f = 0.82$$

$$G_1 = 0.44$$

$$G_2 = 0.15$$

À partir de ces valeurs, on détermine les résistances suivantes :

$$R_{ga} = \frac{(G_f - G_1)}{k_s} = \frac{(0.82 - 0.44)}{0.0019} = 200 \frac{m \cdot K}{kW} \quad (\text{A-III-7})$$

$$R_{gm} = \frac{(G_1 - G_2)}{k_s} = \frac{(0.44 - 0.15)}{0.0019} = 153 \frac{m \cdot K}{kW} \quad (\text{A-III-8})$$

$$R_{gd} = \frac{G_2}{k_s} = \frac{0.15}{0.0019} = 79 \frac{m \cdot K}{kW} \quad (\text{A-III-9})$$

Dans ces dernières équations, k_s représente la conductivité thermique du sol. La valeur 1.9 W/m·K correspond, encore une fois, à un sol qui contient beaucoup d'argile et d'eau.

Résistance thermique du puits R_b :

À l'aide des tables 3.1 et 3.2 des références (Kavanaugh et Rafferty, 1997)

$$R_b = 0.25 \text{ m}\cdot\text{K}/\text{kW}$$

Puissance d'entrée aux conditions de design W_c :

Avec les données relatives à la thermopompe, on obtient $W_c = 1.66 \text{ kW}$

Température du sol T_s :

Avec l'aide des références $T_s = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Température du fluide sortant de l'échangeur T_{fo} :

Selon les références, la température d'entrée d'eau à la machine frigorifique doit être de 11 à 17 degrés plus élevés que la température du sol. Dans le cas présent, une température plus élevée de 11 degrés a été considérée. $T_{fo} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$

Température du fluide entrant dans l'échangeur T_{fi} :

En considérant l'équation suivante, on obtient un écart de température de :

$$\Delta T = \frac{\dot{q}}{500 * \dot{Q}} = \frac{15000 \text{ BTU/tonne}}{500 * 2 \text{ USGPM/tonne}} = 15^\circ\text{F} \approx 8.3^\circ\text{C} \quad (\text{A-III-10})$$

La température de sortie d'eau du refroidisseur est donc $T_{fi} \approx 29^{\circ}\text{C}$

Température de pénalité pour les interférences adjacente au puits T_p :

En considérant la charge équivalente de chauffage et de refroidissement de 1000/500 ainsi qu'une distance entre chaque puits d'environ 15 pieds (4.6 mètres) pour minimiser l'interférence entre chacun d'eux, on obtient une température de pénalité négligeable $T_p = 0^{\circ}\text{C}$

L'ensemble de ces valeurs permet de déterminer la longueur totale de l'échangeur géothermique pour la charge de la maison en mode climatisation :

$$L_c = \frac{0.834 * 200 + (-4.31 - 1.66) * (0.25 + 0.13 * 153 + 79 * 1.02)}{10 - \frac{21 + 29}{2} - 0} = 28 \text{ m} \quad (\text{A-III-11})$$

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- ASHRAE. 2007. *HVAC Applications : Chapter 32 Geothermal Energy*, SI Edition, «ASHRAE Handbook». United State: ASHRAE, 30 p.
- ASHRAE. 2007. *HVAC Applications : Chapter 49 Service water heating*, SI Edition, «ASHRAE Handbook». United State: ASHRAE, 29 p.
- Bandos, Tatyana V., Alvaro Montero, Esther Fernandez, Juan Luis G. Santander, Jose Maria Isidro, Jezabel Pérez, Pedro J. Fernandez de Cordoba et Javier F. Urchueguia. 2009. « Finite line-source model for borehole heat exchangers : effect of vertical temperature variations ». *Geothermics*, 38, p. 263-270.
- Çengel, Yunus A. et Michael A. Boles. 2006. *Thermodynamics : An engineering approach*, 5th ed. New York (NY) : McGraw Hill, 988.
- Conseil national de recherches Canada. 2005. *Code national du bâtiment-Volume 1 : Division B, partie 1 Maison et petit bâtiment*, 9.32.2.3, 12ieme éd. Ottawa (Ont.).
- Conseil national de recherches Canada. 1977. « CBD-180F. Les températures du sol ». In *Digests de la construction au Canada*. En ligne. <<http://www.nrc-cnrc.gc.ca/fra/idp/irc/dcc/digest-construction-180.html>>. Consulté le 20 mai 2010
- Cui, Ping, Hongxing Yang, et Zhaohong Fang. 2006. « Heat transfert analysis of ground heat exchangers with inclined boreholes ». *Applied Thermal Engineering*, 26, p. 1169-1175.
- Eskilson, P. 1987. « Thermal analysis of heat extraction boreholes ». Doctoral Thesis, Lund, University of Lund, 264 p.

- Hellström, G. 1989. Duct ground heat storage model: Manual for computer code, University of Lund, Lund, Sweden, 45 p.
- Hydro-Québec. 2011. *Rapport annuel 2010*. Montréal : Hydro-Québec, 118p.
- Hydro-Québec. 2011. « Tarifs résidentiels et factures ». In Le site pour les clients résidentiels d'Hydro-Québec. En ligne. <<http://www.hydroquebec.com/residentiel/tarif-residentiel.html>>. Consulté le 4 juin 2011.
- Incropera, Frank P., David P. Hewitt, Theodore L. Bergman et Adrienne S. Lavine. 2007. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 6th ed. Danvers (MA.) : John Wiley & Sons, 997 p.
- Ingersoll, L., O. Zobel et A. Ingersoll. 1954. *Heat conduction with engineering, geological and other applications*. New York : McGraw-Hill, 325 p.
- Kajl, Stanislaw. 2000. *SYS-859: Efficacité énergétique*. Programme de Maîtrise en génie mécanique. Montréal : École de Technologie Supérieure, pagination multiple 222 p.
- Kavanaugh, Stephen P. et Kevin Rafferty. 1997. *Ground-Source Heat Pumps : Desing of geothermal systems for commercial and institutional buildings*, ASHRAE, USA, 167 p.
- Lamarche, L. et B. Beauchamp. 2007. « A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes ». *Energy and buildings*, 39, p. 188-198.
- Lamarche, L. et B. Beauchamp. 2007. « New solution for the short-time analysis of geothermal vertical borholes ». *International Journal of Heat and Mass Transfert*, 50, p. 1408-1419.

- Lamarche, L. 2009. « A fast algorithm for the hourly simulations of ground-source heat pumps using arbitrary response factors ». *Renewable Energy*, 34, p. 2252-2258.
- Lamarche, L. 2011. « Analytical g-function for inclined borholes in ground-source heat pump systems ». *Soumis à Geothermics*.
- Marcotte, D. et P. Pasquier. 2008. « On the estimation of thermal resistance in borehole thermal conductivity test ». *Renewable energy*, 33, p. 2407-2415.
- Marcotte, D. et P. Pasquier. 2008. « Fast fluid and ground temperature computation for geothermal ground-loop heat exchanger systems ». *Geothermics*, 37, p. 651-665.
- Marcotte, D. et P. Pasquier. 2009. « The effect of borhole inclination on fluid and ground temperature for GLHE systems ». *Geothermics*, 38, p. 392-398.
- Marcotte, D., P. Pasquier, F. Sheriff et M. Bernier. 2010. « The importance of the axial effects for borehole desing of geothermal heat-pump systems ». *Renewable Energy*, 35, p. 763-770.
- National Rural Electric Cooperative Association. 1988. *Closed-Loop/Ground-Source Heat Pump Systems: Installation Guide*, Research Project 86-1. Oklahoma State University, Stillwater, 236 p.
- Paul, N. 1996. «The effect of grout thermal conductivity on vertical geothermal heat exchanger design and performance». Master's thesis, South Dakota State University.
- Ressources naturelles Canada. 2010. *Améliorer le rendement énergétique au Canada : Rapport au Parlement en vertu de la Loi sur l'efficacité énergétique pour l'année financière 2008-2009*. M141-10/2009E. Ottawa (Ont.) : Minister des Ressources Naturelles du Canada, 80 p.

- Sachs, Harvey M. 2002. *Geology and Drilling Methods for Ground-Source Heat Pump Installation : An Introduction for Engineers*, ASHRAE, USA, 127 p.
- Zeng, H.Y., N. R. Diao et Z.H. Fang. 2002. « A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers ». *Heat transfert-Asian research*, 31, 7, p. 558-567.
- Zeng, H.Y., N. R. Diao et Z.H. Fang. 2003. « Heat transfert analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers ». *International Journal of Heat and Mass Transfert*, 46, p. 4467-4481.

