

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
1.1 Mise en contexte .....	1
CHAPITRE 2 Revue de la littérature.....	7
2.1 Modèle analytique du comportement du sol.....	7
2.1.1 Modèle analytique de la ligne source infinie de Kelvin .....	7
2.1.2 Modèle analytique de la ligne source finie .....	9
2.1.3 Modèle analytique de la ligne source cylindrique .....	10
2.2 Modèle de calcul des puits géothermiques .....	11
2.2.1 Kavanaugh et Rafferty (1997) .....	12
2.2.2 Bernier, Marchio et Philippe (2010).....	16
2.2.3 Eskilson (1987).....	18
2.2.4 Hellström (1989).....	21
2.2.5 Yavuzturk (1999).....	27
CHAPITRE 3 Transfert de chaleur dans un champ géothermique.....	31
3.1 Transfert de chaleur dans un puits .....	31
3.1.1 Résistance thermique d'un puits .....	33
3.1.2 Comportement du sol.....	36
3.1.3 Interférence thermique entre les puits.....	37
CHAPITRE 4 Outils de simulation.....	41
4.1 GS2000 .....	41
4.2 EED.....	42
4.3 TRNSYS .....	44
4.4 GLD .....	45
CHAPITRE 5 Modèle développé à partir des travaux de Lamarche et Beauchamp .....	47
5.1 Objectif de la méthode.....	47
5.2 Énoncé théorique .....	48
5.3 Les temps adimensionnels .....	54
5.4 Fonction g de Lamarche et al.....	56
5.5 Description de l'algorithme de calcul .....	57
CHAPITRE 6 Validation du modèle .....	63
6.1 Résultat du modèle.....	63
6.2 Comparaison avec les logiciels existants.....	72
6.2.1 Comparaison entre le modèle développé et EED .....	72
6.2.2 Comparaison entre le modèle développé et TRNSYS.....	76
6.2.3 Comparaison entre TRNSYS et le modèle développé soumis à une charge constante.....	78

6.2.4	Impact de la pompe et de l'ajustement de la thermopompe sur une base horaire .....	84
6.2.5	Dimensionnement pour les charges réelles d'une banque .....	89
6.3	Temps de calcul .....	92
CONCLUSION.....		95
ANNEXE I MODÉLISATION DE LA THERMOPOMPE.....		97
ANNEXE II PROFIL DE CHARGE SYMÉTRIQUE ET ASYMÉTRIQUE.....		103
ANNEXE III PARAMÈTRES DE CALCUL DU MODÈLE DÉVELOPPÉ .....		105
ANNEXE IV FICHES TECHNIQUES DES THERMOPOMPES .....		106
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		110

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1 Facteur de perte dû à l'interférence pour les tubes en U.....	15
Tableau 2.2 Coefficients $b_i$ et $c_i$ pour le calcul de la température de pénalité .....	17
Tableau 3.1 Les paramètres pour l'équation (3.7) .....	34
Tableau 6.1 Scénario initial .....	64
Tableau 6.2 Autres scénarios .....	65
Tableau 6.3 Coefficient pour établir le profil de charge annuel .....	65
Tableau 6.4 Dimensionnement des puits avec différents outils en considérant .....	67
Tableau 6.5 Dimensionnement des puits avec différents outils avec la résistance thermique de puits déterminé par le logiciel .....	68
Tableau 6.6 Pourcentage d'écart pour les différents scénarios en considérant.....	69
Tableau 6.7 Pourcentage d'écart pour les différents scénarios avec la résistance thermique de puits déterminé par le logiciel .....	70
Tableau 6.8 Scénario initial pour la comparaison entre le modèle développé et EED.....	73
Tableau 6.9 Coefficient pour établir le profil de charge annuel .....	73
Tableau 6.10 Longueur entre le modèle développé et EED .....	74
Tableau 6.11 Pourcentage d'écart entre le modèle développé et EED.....	75
Tableau 6.12 Coefficient pour les profils de charge .....	84
Tableau 6.13 Impact de la pompe et du COP avec des charges asymétriques dominantes en mode refroidissement.....	85
Tableau 6.14 Pourcentage d'écart avec des charges asymétriques dominantes en mode refroidissement .....	85
Tableau 6.15 Impact de la pompe et du COP avec des charges asymétriques dominantes en mode chauffage.....	86
Tableau 6.16 Pourcentage d'écart avec des charges asymétriques dominantes en mode chauffage .....	87

Tableau 6.17 Impact de la pompe et du COP avec des charges symétriques .....	88
Tableau 6.18 Pourcentage d'écart avec des charges symétriques.....	88
Tableau 6.19 Critères pour le dimensionnement du champ géothermique.....	90
Tableau 6.20 Dimensionnement des puits pour la succursale de la BNC avec différents outils.....	92
Tableau 6.21 Simulation sur une période d'un an .....	92
Tableau 6.22 Simulation sur une période de dix ans .....	93
Tableau 6.23 Simulation sur une période de vingt ans .....	93

## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 Cycle frigorifique d'une thermopompe .....	2
Figure 1.2 Cycle frigorifique pression-enthalpie .....	3
Figure 1.3 Température moyenne du sol et de l'air pour Montréal .....	4
Figure 2.1 Schéma représentatif de la ligne source finie .....	10
Figure 2.2 Pulses d'injection/extraction de chaleur .....	20
Figure 2.3 Maillage <i>subregion</i> (à gauche) et maillage <i>global</i> à droite .....	22
Figure 2.4 Représentation schématique de la géométrie .....	23
Figure 2.5 Superposition de la fonction $g$ d'Eskilson (1987) et Yavuzturk (1999).....	28
Figure 2.6 Agrégation de charge horaire .....	29
Figure 3.1 Puits géothermique en U .....	31
Figure 3.2 Résistance thermique dans un puits géothermique en U .....	32
Figure 3.3 Configuration des puits pour le calcul de la résistance thermique avec la méthode de Paul (1996).....	35
Figure 3.4 Interférence thermique entre les puits .....	38
Figure 4.1 Interface graphique du logiciel .....	42
Figure 4.2 Modèle TRNSYS pour un puits géothermique en U.....	44
Figure 5.1 Distribution des mailles.....	55
Figure 5.2 Le graphique de la fonction $u(z)$ par rapport au maillage .....	56
Figure 5.3 Diagramme de principe de l'algorithme de calcul .....	58
Figure 6.1 Profil de charge.....	66
Figure 6.2 Configuration du champ géothermique dans TRNSYS .....	76
Figure 6.3 Température à la sortie des puits pour les deux modèles .....	77

Figure 6.4 Système à un puits géothermique .....	79
Figure 6.5 Température du fluide à la sortie pour un système à neuf puits dans un sol sableux.....	80
Figure 6.6 Température du fluide à la sortie pour un système à neuf puits dans un sol de granite .....	81
Figure 6.7 Température du fluide à la sortie pour un système à dix-neuf puits dans un sol sableux .....	82
Figure 6.8 Température du fluide à la sortie pour un système à dix-neuf puits dans un sol de granite .....	83
Figure 6.9 Profil de la charge de chauffage et de refroidissement pour la succursale de la BNC .....	91

## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

CG	Champ géothermique
COP	Coefficient de performance
DST	Duct ground heat storage model
PAC	Pompe à chaleur
PLF	Facteur de charge partiel
PJ	Pétajoules

Rapport-Gratuit.com





## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

### Symboles

Cp	Chaleur spécifique (kJ/kg*K)
Fo	Nombre de Fourier
g	Accélération gravitationnel (m <sup>2</sup> /s)
H	Longueur de tuyau (m)
k	Conductivité thermique (W/m <sup>2</sup> *°C)
L	Profondeur de puits (m)
$\dot{m}$	Débit massique (kg/s)
q'	Taux de transfert de chaleur par unité de longueur (W/m)
R	Résistance thermique (m <sup>2</sup> *°C)/W
r	Rayon (m)
$\tilde{r}$	$r/r_b$
T	Température (°C)
t	Temps (h)
$\tilde{t}$	Temps adimensionnel
xc	Demi-distance entre la tuyauterie dans un puits (m)
z	Constante d'intégration

### Lettres grecques

$\alpha$	Diffusité thermique du sol (m <sup>2</sup> /h)
----------	--

### Indices exposants

b	Puits géothermique
e	Extérieur
f	Fluide
g	Coulis
i	Intérieur
p	Tuyauterie
po	Pompe
s	sol
tp	Thermopompe

*Rapport-gratuit.com*   
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES



## INTRODUCTION

### 1.1 Mise en contexte

Le Québec est une province qui se situe dans une région nordique où il y a de grandes variations de température durant l'année. Pour maintenir un niveau de confort dans les bâtiments, des systèmes de chauffage et de climatisation sont alors installés. Selon Ressources Naturelles Canada<sup>1</sup>, l'énergie consommée pour le chauffage résidentiel au Québec est de 214.2 PJ pour l'année 2008, dont 54.5% provient de l'électricité. Pour les bâtiments commerciaux et institutionnels, la consommation énergétique s'élève à 92 PJ pour le chauffage, dont 5.9% est attribué à l'électricité. Au point de vue de la climatisation, la consommation est 100 % électrique pour les bâtiments résidentiels et 94.1% pour les commerciaux/institutionnels. Elle est de 3.5 PJ et 13.1 PJ pour les bâtiments résidentiels et les bâtiments commerciaux/institutionnels, respectivement.

Les thermopompes chauffent et climatisent les bâtiments à l'aide du cycle frigorifique. De plus, ils rationalisent l'énergie consommée pour obtenir un meilleur rendement du système. La Figure 1.1 présente le cycle de réfrigération.

---

<sup>1</sup> [http://www.oee.nrcan.gc.ca/organisme/statistiques/bnce/apd/tableaux\\_complets/index.cfm?attr=0](http://www.oee.nrcan.gc.ca/organisme/statistiques/bnce/apd/tableaux_complets/index.cfm?attr=0) (consulté le 22 mai 2012)

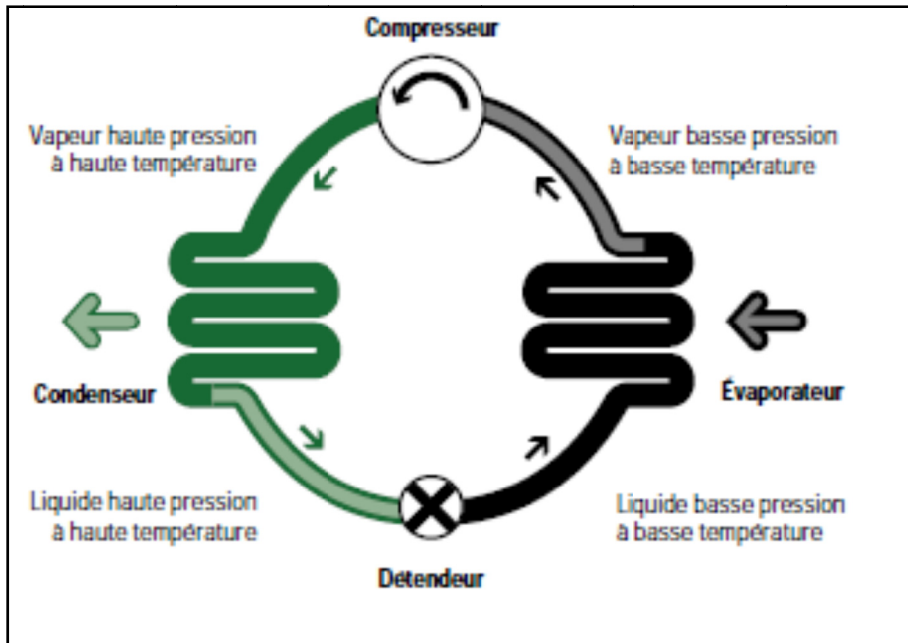


Figure 1.1 Cycle frigorifique d'une thermopompe<sup>3</sup>

Dans le cycle frigorifique, l'évaporateur permet d'absorber la chaleur dans un milieu pour la transférer au fluide caloporteur, le réfrigérant. Le condenseur évacue la chaleur contenue dans le fluide caloporteur. Le compresseur augmente et le détendeur diminue la pression dans le système. Dans le cas d'une thermopompe, une valve réversible est ajoutée pour inverser la position du condenseur et de l'évaporateur dans le cycle. L'évaporateur est à l'extérieur et le condenseur est à l'intérieur de la maison en période de chauffage. L'inverse se produit en période de climatisation. L'échangeur à l'extérieur de la maison peut ainsi dissiper ou absorber l'énergie du sol ou de l'air selon le type de thermopompe. Le cycle frigorifique peut être représenté sur un graphique pression-enthalpie présenté à la figure suivante :

<sup>3</sup> Le chauffage et le refroidissement à l'aide d'une thermopompe, Publications Éconergie, Office de l'efficacité énergétique, Ressources naturelles Canada, p.4

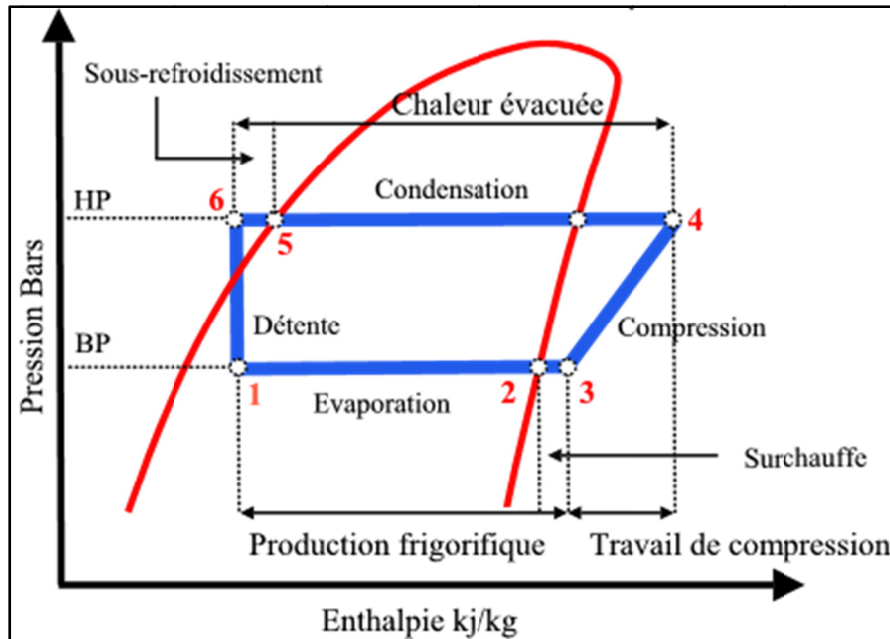


Figure 1.2 Cycle frigorifique pression-enthalpie

Sur cette figure, la chaleur évacuée correspond à la quantité d'énergie pouvant être produite en mode chauffage, ou à celle devant être injectée dans le sol en mode climatisation. La production frigorifique, quant à elle, correspond à la chaleur extraite du sol en mode chauffage, ou à la capacité de refroidissement en mode climatisation. Le travail de compression permet d'augmenter la pression du fluide frigorigère, et ce, afin d'augmenter sa température de vaporisation. Le travail du compresseur se définit donc par la quantité d'énergie électrique consommée pour fournir la capacité de chauffage et de refroidissement.

Le condenseur doit dissiper la chaleur contenue dans le fluide frigorigère. Pour avoir un échange de chaleur avec le milieu ambiant, la température de vaporisation au condenseur doit être plus élevée que celle du milieu. Pour augmenter la température de vaporisation, il faut augmenter la pression du réfrigérant. Au niveau de l'évaporateur, la température de vaporisation doit être plus faible, donc à une pression inférieure, afin d'absorber la chaleur du milieu ambiant. Le compresseur permet d'augmenter la pression, donc la température de vaporisation dans le cycle. Pour conserver une efficacité élevée de la thermopompe, il est

préférable d'avoir une température faible au condenseur et une température élevée à l'évaporateur, et ce, afin de limiter le travail du compresseur.

Les thermopompes à air sont moins efficaces, car beaucoup d'énergie électrique provenant du compresseur est nécessaire pour absorber la chaleur de l'air extérieur qui est froid durant la période de chauffage et l'inverse durant la période estivale. Il faut donc augmenter le différentiel de pression pour avoir une température de vaporisation suffisante, et ce, afin d'obtenir un échange de chaleur avec le milieu ambiant. Le système d'échangeur géothermique permet d'augmenter l'efficacité de la thermopompe, car la température du sol varie très peu durant l'année. La Figure 1.3 présente la température de l'air et la température du sol à une profondeur de trois mètres sur une base annuelle.

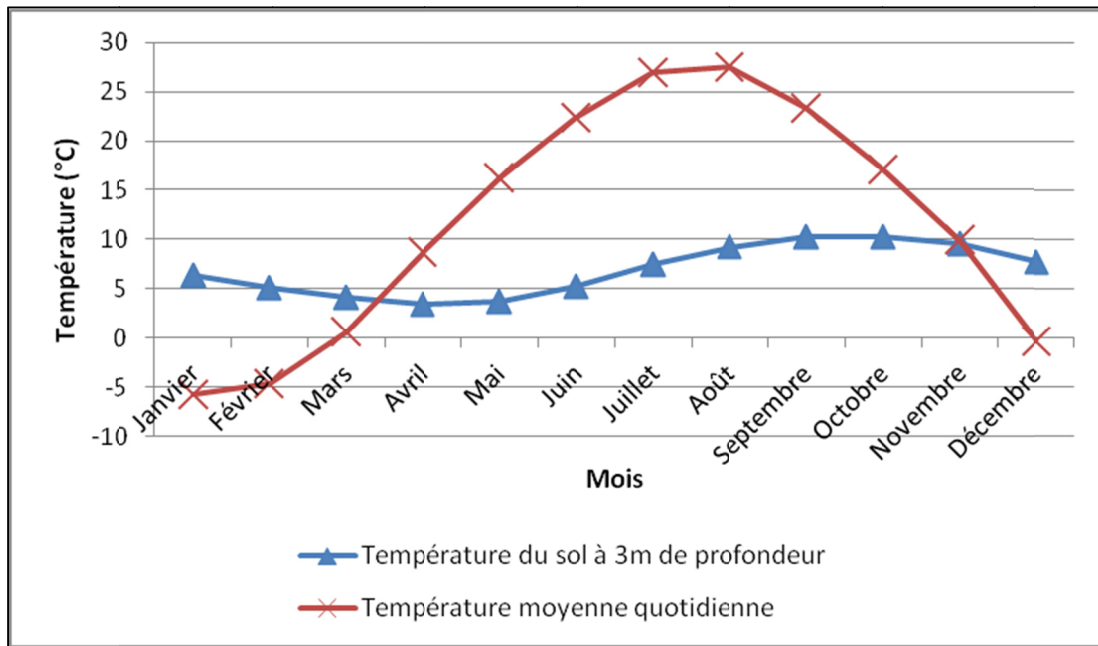


Figure 1.3 Température moyenne du sol et de l'air pour Montréal<sup>4</sup>

<sup>4</sup> <http://www.climat.meteo.gc.ca/> (consulté le 08 avril 2011)

La température de l'échangeur de chaleur exposé à l'air est plus faible en hiver et plus élevée en été alors que la température du sol varie très faiblement à une profondeur de trois mètres.

Il existe plusieurs types d'échangeurs géothermiques, soient : l'échangeur à circuit ouvert, l'échangeur à puits horizontaux et l'échangeur à puits verticaux. Les échangeurs ouverts puisent l'eau souterraine pour injecter/rejeter la chaleur. Le second type consiste à enfouir, à une profondeur d'environ 1 m à 1.8 m, une tuyauterie permettant l'échange de chaleur avec le sol. Dans le cadre de ce mémoire, les échangeurs à puits verticaux seront étudiés. Le processus d'installation consiste à forer un puits dans le sol à une profondeur entre 30 m et 180 m. Par la suite, une tuyauterie est insérée dans le puits et un coulis peut être ajouté. Il existe quelques variantes aux échangeurs verticaux, comme par exemple le type de tuyauterie (concentrique ou en U) et l'orientation des puits. Ces derniers peuvent être en angle ou normaux à la surface du sol. Dans ce mémoire, les puits verticaux en U normaux à la surface seront étudiés.

L'objectif de ce mémoire est de valider un modèle de calcul pour déterminer la température du fluide à la sortie du puits géothermique, et ce, selon des charges horaires spécifiques. Le modèle sera validé à l'aide de logiciels de dimensionnement utilisés sur le marché.





## CHAPITRE 2

### REVUE DE LA LITTÉRATURE

#### 2.1 Modèle analytique du comportement du sol

Le calcul de la quantité de chaleur qui peut être emmagasinée et dissipée dans le sol dépend de plusieurs paramètres qui sont difficiles à évaluer. Celle-ci découle du type de sol et des mouvements d'eau souterrains. Afin d'évaluer l'impact du sol sur le puits géothermique, trois modèles analytiques sont principalement utilisés. Le premier est la ligne source infinie de Kelvin, le second est la ligne source cylindrique, et la dernière est la ligne source finie. Dans la prochaine section, ces modèles analytiques seront développés. Afin de conserver la même hypothèse de calcul pour tous les modèles, la charge de chaleur en chauffage, donc le moment où l'on cherche à retirer la chaleur du sol, la charge est considérée positive. Alors qu'en période de climatisation, lorsqu'il y a injection de chaleur dans le puits, la charge est considérée négative.

##### 2.1.1 Modèle analytique de la ligne source infinie de Kelvin

Ingersoll et al. (1954) a appliqué la méthode analytique de la ligne source de Kelvin (1882) pour les puits géothermiques verticaux. Ce modèle analytique présente le puits comme une ligne de grandeur infinie. Il propose que le puits vertical, à partir d'une certaine profondeur, puisse être analysé comme une ligne infinie avec un contact parfait entre le sol et le puits. De plus, il considère que le taux de transfert de chaleur est constant à  $r=0$ . En réalité, le taux de chaleur transféré au sol varie tout au long de l'année, d'un mois et/ou d'une journée. Afin de palier à ce problème, Ingersoll et al. (1954) proposent de faire une moyenne de la charge pour une certaine période et de faire la superposition de ces blocs de charges. Pour que le modèle soit valide, il faut que la température soit identique sur toute la longueur avant l'ajout

de chaleur dans le puits. Le modèle analytique de la ligne source se définit par l'expression (2.1).

$$T_s - T(r, t) = \frac{q'}{2\pi k_s} \int_{r/2\sqrt{\alpha_s t}}^{\infty} \frac{e^{-z^2}}{z} dz = \frac{q'}{2\pi k_s} I(X) \quad (2.1)$$

$$X = r/2\sqrt{\alpha_s t}$$

Ingersoll et al. (1954) proposent de calculer l'intégrale  $I(X)$  à l'aide de l'équation suivante :

Pour  $X < 0.2$  (2.2)

$$I(X) = 2.303 * \log_{10} \frac{1}{X} + \frac{X^2}{2} - \frac{X^4}{8} - 0.2886$$

Bose et al. (1985) proposent les expressions suivantes afin de calculer cette intégrale pour toutes les valeurs de  $X$ .

Pour  $0 < X \leq 1$

$$I(X) = \frac{1}{2} [-\ln(X^2) - 0.57721566 + 0.99999193]X^2 - 0.24991055X^4$$

$$+ 0.05519968X^6 - 0.00976004X^8 + 0.00107857X^{10}$$

Pour  $1 \leq X < \infty$

$$I(X) = \left[ \frac{1}{2X^2 e^{X^2}} \right] (A/B) \quad (2.3)$$

$$A = X^8 + 8.5733287X^6 + 18.059017X^4 + 8.637609X^2 + 0.2677737$$

$$B = X^8 + 9.5733223X^6 + 25.6329561X^4 + 21.0996531X^2$$

$$+ 3.9684969$$

$$\tilde{t} = \frac{\alpha_s t}{r_b^2} \equiv Fo \quad (2.4)$$

Le nombre de Fourier est calculé à l'aide de l'équation (2.4) qui représente le ratio de la conductivité thermique sur le taux d'accumulation de chaleur. Pour que l'équation (2.1) soit valide, il faut que le nombre de Fourier soit supérieur à 20. Pour un nombre de Fourier plus

grand, l'erreur causée par la partie transitoire du transfert de chaleur est considérée négligeable. La température  $T(r,t)$  nécessite une période de temps (quelques heures), ainsi qu'une inertie thermique faible (soit un rayon inférieur à 50 mm approximativement) pour qu'elle se stabilise. Cette méthode n'est donc pas applicable pour une courte période de temps et un puits de grand rayon.

### 2.1.2 Modèle analytique de la ligne source finie

Carslaw et Jaeger (1947) présente une solution de la ligne source finie. Contrairement à la ligne source infinie, ce modèle a une longueur définie. La température de surface et la température du sol sont considérées identiques et ne varient pas durant l'année. Afin de tenir compte des conditions à la surface du sol, une ligne source finie virtuelle est symétriquement localisée au dessus du puits géothermique. Cette ligne source virtuelle présentée par Zeng et al. (2002), a la même longueur et un taux de transfert de chaleur par unité de longueur inverse. La solution pour déterminer la température radiale d'un puits pour un temps  $t$  et une distance radiale  $r$  est définie par l'expression suivante :

$$T_s - T(r, z, t) = \frac{q'}{4\pi k_s} \int_0^H \operatorname{erfc} \left( \frac{\sqrt{r^2 + (z-h)^2} / 2\sqrt{\alpha t}}{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}} \right) - \operatorname{erfc} \left( \frac{\sqrt{r^2 + (z+h)^2} / 2\sqrt{\alpha t}}{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}} \right) dh \quad (2.5)$$

La figure suivante représente la ligne source finie, l'image virtuelle du puits, ainsi que les variables de l'équation (2.5).

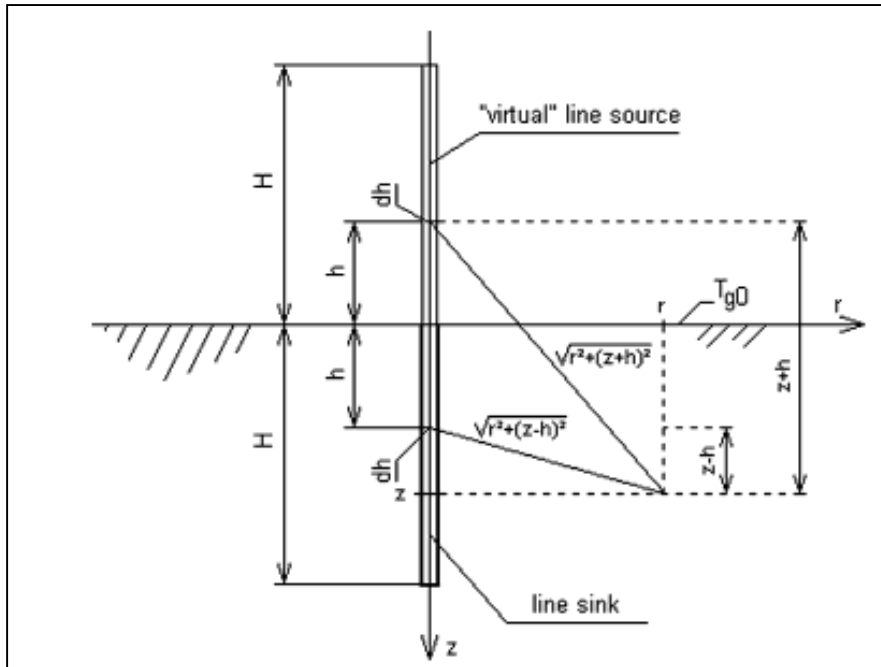


Figure 2.1 Schéma représentatif de la ligne source finie  
Tirée de Zeng, Diao et Fang (2002 p.3)

### 2.1.3 Modèle analytique de la ligne source cylindrique

La méthode analytique de la ligne source cylindrique a été développée par Carslaw and Jaeger's (1947) et Ingersoll et al. (1954). L'expression suivante permet de trouver la température à un temps et un point précis dans le sol. Elle est basée sur l'hypothèse que le taux de transfert de chaleur est constant sur toute la longueur.

$$T_s - T(\tilde{r}, \tilde{t}) = \frac{q'_b}{k} \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-z^2 \tilde{t}} - 1}{z^2 (J_1^2(z) + Y_1^2(z))} [J_0(\tilde{r}z) Y_1(z) - J_1(z) Y_0(\tilde{r}z)] dz \quad (2.6)$$

Dans cette expression,  $J_0$ ,  $J_1$  et  $Y_1$  sont des nombres de Bessel. Celle-ci peut être simplifiée par l'expression suivante :

$$T_s - T(\tilde{r}, \tilde{t}) = \frac{q'_b}{k_s} G(\tilde{r}, \tilde{t}) \quad (2.7)$$

$$\tilde{r} = \frac{r}{r_b} \quad (2.8)$$

La fonction G est définie par le nombre de Fourier et une distance angulaire par rapport au centre du puits. Cette fonction peut être évaluée numériquement avec les formules de Cooper (1976) pour une distance  $r=r_b$  ( $\tilde{r} = 1$ ).

$$G(\tilde{t}) = \frac{Fo^{1/2}}{2\pi} \left( C_a + C_0 Fo^{1/2} + C_1 Fo + C_2 Fo^{3/2} + C_3 Fo^2 + C_4 Fo^{5/2} + C_5 Fo^3 \right) \quad (2.9)$$

$$C_a = 1.128379; C_0 = -0.5; C_1 = 0.2756227; C_2 = -0.1499385; C_3 = 0.0617932; C_4 = -0.01508767; C_5 = 0.001566857$$

$$G(\tilde{t}) = \frac{2z(8Fo(1 + 2Fo) - 1 - 3z) + 16Fo + \pi^2 + 3}{128\pi Fo^2} \quad (2.10)$$

$$z = \ln \left( 4Fo / \exp(\gamma) \right) \quad (2.11)$$

$$\gamma = 0.5772156649 \quad (2.12)$$

L'équation (2.9) est valide quand  $Fo \leq 6.124633$ , alors que l'équation (2.10) l'est lorsque  $Fo \geq 6.124633$ . Il est important de noter que ces équations ne tiennent pas compte de l'interférence thermique entre les puits dans un champ géothermique (CG).

## 2.2 Modèle de calcul des puits géothermiques

Par la suite, plusieurs modèles numériques ont été développés afin d'évaluer la température à la sortie du puits en se basant sur les modèles analytiques pour le calcul du comportement thermique du sol. Les principales méthodes de calculs sont celles de Kavanaugh et al. (1997), la méthode de l'université de Lund développée par Eskilson (1987), ainsi que celle de

Yavuzturk et Spitler (1999). Une autre méthode de calculs, soit le *duct ground heat storage model* (DST), développé par Helström, (1989) est utilisée, mais elle ne fait pas appel aux modèles de la section précédente.

### 2.2.1 Kavanaugh et Rafferty (1997)

Kavanaugh et Rafferty (1997) publient dans un guide de l'ASHRAE, une méthode de calcul pour déterminer la longueur des puits géothermiques. Ils proposent une méthode basée sur trois pulses d'injection de chaleur constant sur une période de dix ans, d'un mois et de quatre heures. Un pulse de dix ans est utilisé, car le système est considéré stable à partir de ce temps. Le pulse mensuel est calculé pour le mois où la charge est la plus élevée en chauffage ou en refroidissement. Le pulse de quatre heures est calculé à partir des charges maximales dans la journée de conception (la journée où la charge est la plus élevée ou la plus faible pour le mode chauffage et refroidissement, respectivement). La longueur des puits géothermiques en mode climatisation est définie par (2.13). Elle correspond à l'équation (2.14) en mode chauffage.

$$L_c = \frac{q_a R'_{sa} + (q_{lc} - \bar{W}_c)(R'_{b,t} + PLF_m R'_{sm} + R'_{sd} F_{sc})}{(T_s - T_p) - T_f} \quad (2.13)$$

$$L_h = \frac{q_a R'_{sa} + (q_{lh} - \bar{W}_h)(R'_{b,t} + PLF_m R'_{sm} + R'_{sd} F_{sc})}{(T_s - T_p) - T_f} \quad (2.14)$$

$q_a$  : Taux de transfert de chaleur moyen dans le sol pour une année ( $q_a > 1$  en mode chauffage et  $q_a < 1$  en mode refroidissement) (W)

$q_{lc}$  : Charge maximale pour la journée de conception en mode refroidissement pour le bloc de 4 heures (W)

$q_{lh}$  : Charge maximale pour la journée de conception en mode chauffage pour le bloc de 4 heures (W)

$\bar{W}$  : Travail du compresseur pour la capacité de conception (W)

$PLF_m$  : Coefficient de la charge partielle selon la puissance disponible

mensuelle.

$R'_{sa}$  : Résistance thermique du sol pour un pulse de dix ans (m K /W)

$R'_{sm}$  : Résistance thermique du sol pour un pulse mensuel (m K /W)

$R'_{sh}$  : Résistance thermique du sol pour un pulse de quatre heures (m K /W)

$R'_{b,t}$  : Résistance thermique du puits (m K /W)

$F_{sc}$  : Facteur de perte dû au court-circuit thermique pour un tube en U

$T_s$  : Température du sol non perturbée (°C)

$T_f$  : Température moyenne du fluide dans l'échangeur (°C)

$T_p$  : Température de pénalité due à l'interférence thermique des puits avoisinants (°C)

La température moyenne du fluide dans le puits géothermique est calculée à l'aide de l'expression suivante :

$$T_f = \frac{T_{f,i} - T_{f,o}}{2} \quad (2.15)$$

$T_{f,i}$  : Température du fluide à l'entrée de l'échangeur (°C)

$T_{f,o}$  : Température du fluide à la sortie de l'échangeur (°C)

Au niveau de la résistance thermique du puits, il existe plusieurs méthodes de calculs qui seront présentées dans la section 3.1.1. Afin de déterminer la résistance thermique du sol pour les différents pulses, la fonction G de Cooper (1976), qui a été définie par les équations (2.9) et (2.10), est utilisée. Cette fonction utilise la théorie de la ligne source cylindrique pour évaluer le comportement du sol à partir du nombre de Fourier. Les trois équations suivantes représentent la résistance thermique du sol dans l'ordre, soient : pour un pulse de dix ans, d'un mois et de quatre heures.

$$R'_{ga} = \frac{\left( G \left( \frac{\alpha_s t_{10 \text{ ans} + 1 \text{ mois} + 4 \text{ heures}}{r_b^2} \right) - G \left( \frac{\alpha_s t_{1 \text{ mois} + 4 \text{ heures}}{r_b^2} \right) \right)}{k_s} \quad (2.16)$$

$$R'_{gm} = \frac{\left( G \left( \frac{\alpha_s t_{1 \text{ mois} + 4 \text{ heures}}{r_b^2} \right) - G \left( \frac{\alpha_s t_{4 \text{ heures}}}{r_b^2} \right) \right)}{k_s} \quad (2.17)$$

$$R'_{gh} = \frac{G \left( \frac{\alpha_s t_{4 \text{ heures}}}{r_b^2} \right)}{k_s} \quad (2.18)$$

Le facteur de chargement mensuel est calculé à partir des charges horaires du bâtiment. Il détermine l'utilisation de la thermopompe selon la demande.

$$PLF_m = \frac{\sum q_h * h}{q_{conception} * 24h * \text{nombre jours dans le mois}} \quad (2.19)$$

Le taux de transfert de chaleur moyen sur une base annuelle est calculé à l'aide de l'efficacité de la thermopompe.

$$q_a = \frac{\sum q_{lc} * \frac{EER + 3.41}{EER} * h_c + \sum q_{lh} * \frac{COP - 1}{COP} * h_h}{8760 \text{ h/an}} \quad (2.20)$$

Le travail du compresseur est calculé à l'aide du facteur de chargement et la puissance nominale du compresseur pour chaque thermopompe raccordée aux puits.

$$\bar{W}_C = \sum PLF * W_c \quad (2.21)$$

Le facteur de perte dû au court-circuit thermique pour un tube en U peut être trouvé dans le tableau suivant :



Tableau 2.1 Facteur de perte dû à l'interférence pour les tubes en U

Nombre de puits par boucle	36 mL/(s*kW)	54 mL/(s*kW)
1	1,06	1,04
2	1,03	1,02
3	1,02	1,01

L'impact de l'interférence des puits est calculé par la température de pénalité  $T_{pl}$ . Cette température utilise la fonction de ligne source de Kelvin, en considérant un sol compacte ayant peu de mouvements d'eau souterrains et une faible teneur en eau. Pour calculer cette température, il faut identifier l'augmentation de température pour un puits entouré de quatre autres puits, à partir des équations suivantes :

$$T_{pl} = \frac{Q_{emmagasinée}}{\rho C_p d_{sep}^2 L} \quad (2.22)$$

La quantité d'énergie emmagasinée est définie par :

$$Q_{emmagasinée} = \sum \rho_s C_{p,s} \pi L (r_{ext}^2 - r_{int}^2) * (\Delta T_r) \quad (2.23)$$

L'analyse est faite pour un rayon entre 3 m et 9.1 m avec une augmentation de rayon de 1.5 m. Le  $\Delta T_r$  représente la différence entre la température du sol sans perturbation et la température à une distance  $r_{moyenne} = \frac{r_{ext} + r_{int}}{2}$  du puits vertical. Elle est calculée à

l'aide de l'expression (2.24).

$$\Delta T_r = \frac{q_a I(X_a)}{2\pi k_s L} \quad (2.24)$$

Où,

$$X_a = \frac{r}{2\sqrt{\alpha_s t_{10 \text{ ans} + 1 \text{ mois} + 4 \text{ heures}}}} \quad (2.25)$$

L'intégrale  $I(X_a)$  est calculée à l'aide des expressions (2.2) et (2.3). Par la suite, il faut calculer la température de pénalité du système selon la configuration des puits. Le calcul de la température de pénalité peut être fait seulement pour les champs géothermiques équidistants et ajusté à l'aide de l'équation suivante :

$$T_p = \frac{N_4 + 0.5N_3 + 0.25N_2 + 0.1N_1}{N_4 + N_3 + N_2 + N_1} * T_{pl} \quad (2.26)$$

$N_x$  : Nombre de puits ayant x puits adjacents

Cette température permet de tenir compte de l'interférence des puits géothermiques selon le type de sol, la chaleur rejetée/injectée, le temps de l'analyse et la configuration du champ. Par la suite, il faut effectuer les calculs avec les équations précédentes pour déterminer la longueur de puits géothermiques nécessaire pour combler les besoins en mode climatisation et en mode chauffage. La longueur finale des puits sera la valeur la plus élevée entre la longueur pour ces deux modes.

### 2.2.2 Bernier, Marchio et Philippe (2010)

Bernier, Marchio et Philippe (2010) proposent des ajustements à la méthode de dimensionnement de Kavanaugh et Rafferty (1997) afin de simplifier le calcul et ajuster l'impact de l'interférence des puits.

$$L = \frac{q_a R'_{sa} + q_m R'_{sm} + q_h (R'_{b,t} + R'_{sh})}{(T_s + T_p) - T_f} \quad (2.27)$$

Les auteurs proposent une autre méthode pour calculer la température de pénalité que celle présentée par Kavanaugh et al. (1997). Bernier et al. (2010) évaluent l'impact à l'aide de l'expression (2.28).

$$T_p = \frac{q_a}{2\pi k_s L} F \left( t * 9\alpha_s / H^2, B/H, NB, A \right) \quad (2.28)$$

$$F\left(t/t_s, B/H, NB, A\right) = \sum_{i=0}^{36} b_i * c_i \quad (2.29)$$

$$t_s = H^2 / 9\alpha_s \quad (2.30)$$

- B: Distance entre les puits adjacents (champs géothermique carré)  
 NB : Nombre de puits  
 A : Le nombre de puits sur le côté le plus large par rapport au nombre de puits sur l'autre côté.

Tableau 2.2 Coefficients  $b_i$  et  $c_i$  pour le calcul de la température de pénalité  
 Tirée de Philippe et al. (2010 p.5)

i	$b_i$	$c_i$	i	$b_i$	$c_i$
0	7,8189E+00	1	19	7,7529E+01	$(B/H)^2 * \ln(t/t_s)$
1	-6,4270E+01	B/H	20	-5,0454E+01	$(B/H)^2 * \ln[(t/t_s)]^2$
2	1,5387E+02	$(B/H)^2$	21	7,6352E+01	$(B/H)^2 * NB$
3	-8,4809E+01	$(B/H)^3$	22	-5,3719E-01	$(B/H)^2 * NB^2$
4	3,4610E+00	$\ln(t/t_s)$	23	-1,3200E+02	$(B/H)^2 * A$
5	-9,4753E-01	$(\ln[t/t_s])^2$	24	1,2878E+01	$(B/H)^2 * A^2$
6	-6,0416E-02	$(\ln[t/t_s])^3$	25	1,2697E-01	$\ln(t/t_s) * NB$
7	1,5631E+00	NB	26	-4,0284E-04	$\ln(t/t_s) * NB^2$
8	-8,9416E-03	$NB^2$	27	-7,2065E-02	$\ln(t/t_s) * A$
9	1,9061E-05	$NB^3$	28	9,5184E-04	$\ln(t/t_s) * A^2$
10	-2,2890E+00	A	29	-2,4167E-02	$(\ln[t/t_s])^2 * NB$
11	1,0187E-01	$A^2$	30	9,6811E-05	$(\ln[t/t_s])^2 * NB^2$
12	6,5690E-03	$A^3$	31	2,8317E-02	$(\ln[t/t_s])^2 * A$
13	-4,0918E+01	$(B/H) * \ln(t/t_s)$	32	-1,0905E-03	$(\ln[t/t_s])^2 * A^2$
14	1,5557E+01	$(B/H) * \ln[(t/t_s)]^2$	33	1,2207E-01	$NB * A$
15	-1,9107E+01	$(B/H) * NB$	34	-7,1050E-03	$NB * A^2$
16	1,0529E-01	$(B/H) * NB^2$	35	-1,1129E-03	$NB^2 * A$
17	2,5501E+01	$(B/H) * A$	36	-4,5566E-04	$NB^2 * A^2$
18	-2,1177E+00	$(B/H) * A^2$			

Les coefficients  $b_i$  et  $c_i$  présentés dans le Tableau 2.2 permettent de calculer la température de pénalité à partir de la configuration du champ géothermique, de la diffusivité thermique du sol et de la profondeur du puits géothermique, et ce, pour une période de fonctionnement de dix ans. Le calcul de cette température est valide quand les conditions suivantes sont respectées :

$$\begin{aligned} -2 &\leq \ln\left(\frac{t}{t_s}\right) \leq 3 \\ 4 &\leq NB \leq 144 \\ 1 &\leq A \leq 9 \\ 0.05 &\leq B/H \leq 0.1 \end{aligned}$$

### 2.2.3 Eskilson (1987)

Eskilson (1987) a développé un modèle qui permet de calculer la température du puits ( $T_b$ ) à l'aide d'un modèle numérique. Cette température est donnée pour un puits d'une longueur et d'une résistance définies. Le modèle repose sur l'équation de la conductivité thermique en coordonnées cylindriques :

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2.31)$$

Les conditions frontières à la surface du sol et la condition initiale sont :

$$T(r, 0, t) = \bar{T}_e \text{ et } T(r, z, 0) = \bar{T}_e$$

La température  $\bar{T}_e$  est la température moyenne de l'air, si le gradient de température dans le sol est négligeable, donc  $\bar{T}_e$  est égale à la température du sol avant l'injection/rejet de chaleur. De plus, la température du puits est considérée comme étant constante sur toute la longueur. À partir de ces conditions et de la ligne source cylindrique, il est possible de calculer la résistance thermique d'un champ géothermique à l'aide de la fonction  $g$ .

$$R'_q = \frac{1}{2\pi k_s} * g\left(\frac{r_b}{H}; \frac{t}{t_s}\right) \quad (2.32)$$

$$t_s = \frac{H^2}{9\alpha_s}$$

Il est important de ne pas confondre la fonction  $g$  avec la notation de la fonction  $G$  de la ligne source cylindrique. La fonction  $g$  permet de calculer la résistance thermique des puits selon les propriétés du sol, du puits, de la configuration des puits dans le champ géothermique, et du temps de l'analyse. Il existe plusieurs graphiques de la fonction  $g$  selon la distribution des puits dans le champ géothermique développé par Eskilson. Ces fonctions peuvent être utilisées si :

$$5r_b^2/\alpha_s < t$$

Cette condition représente un temps oscillant entre 3 et 6 heures. Cette période est différente selon le type de sol. Les fonctions  $g$  sont évaluées avec un ratio de rayon de puits sur la profondeur de  $r_b/H = 0.0005$ . À partir de ce point et pour les valeurs plus faibles, le transfert de chaleur sur l'axe du puits est négligeable. La fonction  $g$  peut être ajustée à l'aide de l'expression suivante :

$$g\left(\frac{r_b^*}{H}; t/t_s\right) = g\left(\frac{r_b}{H}; t/t_s\right) - \ln\left(\frac{r_b^*}{r_b}\right) \quad (2.33)$$

$$r_b < r < r_b^*$$

À l'aide de la résistance thermique du champ géothermique et du taux de transfert de chaleur du puits, le différentiel de température entre le puits et le fluide est obtenu à l'aide de l'équation (2.34), en considérant que  $R'_q(t) = 0$  à  $t < 0$ .

$$T_b(t) - T_f(t) = q'_b * R'_q \quad (2.34)$$

Étant donné que le taux de transfert de chaleur varie selon la période de l'année et de la journée, l'équation (2.34) est ajustée pour tenir compte de cette réalité. À partir de la chaleur injectée/rejetée, il est possible de former des pulses de chaleur moyens. Les pulses sont calculés sur une base mensuelle, c'est-à-dire que la charge de chauffage ou de climatisation est répartie sur un pulse uniforme pour chaque mois. Par la suite, un dernier pulse est injecté

sur une courte période (6 heures) représentant la charge maximale en mode chauffage ou refroidissement. L'équation (2.35) permet de déterminer la température du puits après cette période d'utilisation, alors que N représente le nombre de mois étudiés.

$$\begin{aligned}
 T_b(t) &= T_s - \sum_{i=1}^N (q'_i - q'_{i-1}) * R'_q(t - t_i) \\
 &= T_s - \sum_{i=1}^N \frac{(q'_i - q'_{i-1})}{2\pi k_s} * g\left(r_b/H; t - t_i/t_s\right)
 \end{aligned} \tag{2.35}$$

La figure suivante présente un exemple de système à trois pulses. La partie de gauche représente les charges réelles et la partie de droite démontre l'organisation mathématique des pulses dans le modèle. L'équation (2.36) représente l'équation pour ses trois pulses.

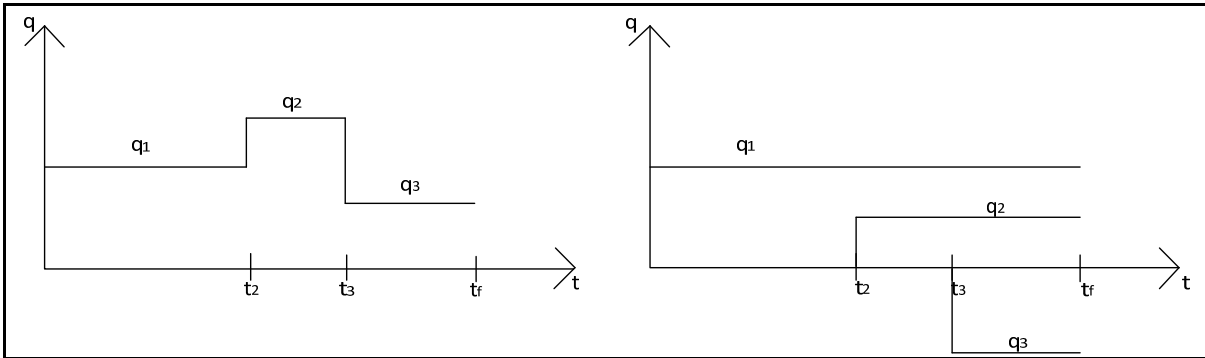


Figure 2.2 Pulses d'injection/extraction de chaleur

$$\begin{aligned}
 T_b(t) &= \\
 T_s - [(q'_1) * R'_b(t_f)] &+ [(q'_2 - q'_1) * R'_b(t_f - t_2)] + [(q'_3 - q'_2) * R'_b(t_f - t_3)]
 \end{aligned} \tag{2.36}$$

Ce modèle peut devenir lourd, car les pulses de chaleur sont cumulatifs. Pour une grande période de temps, plusieurs pulses mensuels se superposent et l'équation devient très longue. Il est important de noter que  $T_b$  est la température du puits. Elle représente la température à la frontière du coulis et du sol. Dans le CHAPITRE 3, la température du puits et du fluide seront définies ainsi que les formules pour déterminer la résistance thermique du puits.

#### 2.2.4 Hellström (1989)

Hellström propose un modèle utilisant les charges horaires qui a été intégré dans le logiciel TRNSYS sous le nom *type 557*. Le *type 557* est dans la librairie supplémentaire de TRNSYS, soit dans le bloc *TESS - Geothermal Heat Pump*. Dans son modèle, l'auteur considère que la distribution de la chaleur dans les puits verticaux est symétrique. Les propriétés du sol sont identiques pour une même profondeur. Par contre, elles peuvent être modifiées en différentes couches sur la longueur du puits. La méthode numérique développée par Hellström (1989) est nommée DST (*Duct ground heat Storage model*). Dans son mémoire, Chapuis (2009) présente en détail la méthode DST.

Le modèle DST s'appuie sur une superposition de la température *local*, *global* et *steady-flux*. La solution *local* est définie comme étant la variation de température autour d'un puits, donc la partie qui réagit rapidement à une injection de chaleur. La solution *global* concerne le champ géothermique incluant les puits dans lesquels la chaleur se disperse. Pour ce qui est de la température *steady-flux*, elle ne contribue pas à la distribution de l'énergie dans le système. En fait, elle permet l'équilibre entre la température moyenne de la *subregion* et la température de la maille.

Dans un premier temps, l'auteur propose de calculer le volume du champ géothermique. Le calcul du volume tient compte de la profondeur des puits (H), du nombre de puits (N) et de la distance entre chaque puits ( $d_{sep}$ ), qui est donné par :

$$V_{CG} = \pi * r_1^2 * H * N_{puits} \quad (2.37)$$

$$r_1 = 0.525 * d_{sep}$$

Dans le logiciel TRNSYS, il s'agit de la première variable qui doit être entrée. Le rayon  $r_1$  représente le rayon de sol pour un seul puits. Dans le modèle, la chaleur se transmet au sol de manière axiale (z) et radiale (r). L'indice des coordonnées dans le champ géothermique est i pour la partie radiale et j pour la partie axiale. Le DST applique trois maillages, soit : *subregion*, *global* et *local*. Le maillage en *subregion* provient du nombre de régions axiales et

radiales désirées par l'utilisateur. Par la suite, un maillage global est fait pour calculer la conduction de chaleur et la température entre le puits jusqu'à la maille, où il n'y a plus de transfert de chaleur. Ce maillage, au point de vue vertical, est tissé plus serré dans la zone supérieure et inférieure du puits. La Figure 2.3 présente le maillage en *subregion* dans la modèle de gauche. Celui-ci est composé de trois régions radiales et de cinq verticales, pour un total de 15 *subregion*. Elles sont numérotées à l'aide de l'indice k. Dans le modèle de droite, le maillage global est superposé sur la maille en *subregion*. Le maillage *global* est tissé plus serré dans la partie supérieure. Il devient plus grossier au centre et se resserre vers la partie inférieure du puits, pour ensuite devenir plus grossier au point de vue axial. Pour ce qui est du maillage *global* radial, la distance entre les mailles augmente de plus en plus en s'éloignant du puits.

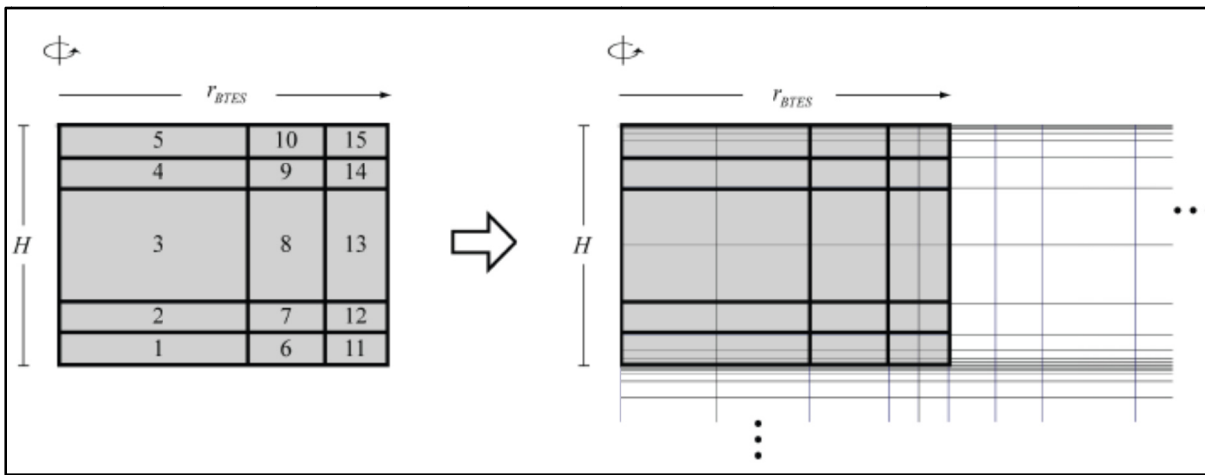


Figure 2.3 Maillage *subregion* (à gauche) et maillage *global* à droite  
Tirée de Chapuis (2009 p.33)

Le maillage dans TRNSYS se fait à partir du nombre de régions radiales sélectionnées. Par la suite, le logiciel positionne les puits selon une ronde de distribution. Les maillages *subregion* et *global* sont alors formés. Le maillage *subregion* k est associé à un maillage *local* k. Un exemple de maillage *local* est présenté à la Figure 2.4.





Figure 2.4 Représentation schématique de la géométrie d'un maillage *local* (tirée de Chapuis 2009 p.33)

Le rayon  $r_0$  représente le rayon du puits géothermique incluant le coulis. Le volume de chaque région  $k$  est égal au volume de la *subregion*. La longueur de ces régions est calculée à l'aide de l'expression (2.38).

$$L_{sub,k} = \frac{(r_{sub,k,ext}^2 - r_{sub,k,int}^2)(z_{sub,k,ext} - z_{sub,k,int})}{r_1^2} \quad (2.38)$$

Les conditions frontières et les conditions initiales du DST pour le maillage *local* et *global* sont présentées par Chapuis 2009.

«Les conditions frontières pour le maillage local sont:

- Taux de transfert de chaleur par unité de longueur connu en  $r_0$ ; et
- Taux de transfert de chaleur par unité de longueur nul en  $r_1$ .

Au point de vue du maillage global, les conditions frontières sont :

- Température de surface du sol selon la spécification;
- Taux de transfert de chaleur nul selon  $r$  à l'entrée des premières mailles, soit à l'axe central du volume de stockage; et
- Taux de transfert de chaleur nul selon  $r$  et  $z$  à la sortie des dernières mailles.»

La température initiale du maillage *local* est de 0°C, alors que celle pour le maillage *global* correspond à la température de surface à l'état initial. Le maillage *global* est analysé comme un système 2D avec une coordonnée *j* sur l'axe vertical et *i* pour le système radial.

Par la suite, la résistance thermique tube est calculée à partir de l'expression suivante :

$$R'_{pi} = \frac{R''_{enc}}{2\pi * r_{pi,i}} + \frac{1}{Nu * k_f * \pi} + \frac{\ln\left(\frac{r_{pi,e}}{r_{pi,i}}\right)}{2\pi k_{pi}} + \frac{\ln\left(\frac{(r_{pi,e} + L_{gap})}{r_{pi,i}}\right)}{2 * \pi * k_{gap} * 2} \quad (2.39)$$

Dans l'expression (2.39), la première composante est une résistance d'encrassement de la tuyauterie à l'intérieur. Pour un système en boucles fermées fonctionnant à une température inférieure à 50 °C, il est suggéré d'utiliser  $R''_{enc} = 0.0002 \text{ W/m}^2\text{K}$  (Hellström 1991). Les autres parties correspondent respectivement à une résistance en convection, à une résistance en conduction dans la paroi du tube, et à une résistance de contact entre le coulis et le tube. L'aire de cette dernière résistance est de 50% de l'aire extérieure du tube.

La résistance thermique du puits est définie par la ligne source d'Hellström (1991). La première équation ci-dessous est pour  $i=j$  et la seconde représente les autres mailles :

$$R'_{ii} = \frac{1}{2\pi k_g} \left[ \ln\left(\frac{r_b}{r_{pi,e}}\right) - \sigma * \ln(1 - b_i^2) \right] + R'_{pi} \quad (2.40)$$

$$R'_{ij} = \frac{-1}{2\pi k_g} [\ln(b_{ij}) - \sigma * \ln(1 - b_{ij}^2)] \quad (2.41)$$

$$\begin{aligned} b_i &= \frac{\sqrt{x_i^2 + y_i^2}}{r_b}; b_j = \frac{\sqrt{x_j^2 + y_j^2}}{r_b}; b_{ij} = \frac{\sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2}}{r_b}; b'_{ij} \\ &= \sqrt{(1 - b_i^2)(1 - b_j^2) + b_{ij}^2}; \sigma = \frac{k_g - k_s}{k_g + k_s} \end{aligned} \quad (2.42)$$

Par la suite, la résistance du puits sans interférence entre les puits adjacents peut être calculée par l'expression suivante :

$$R_b^* = \left( \sum_{i=1}^N \left( \sum_{j=1}^N J_{ij} \right) \right) \quad (2.43)$$

$$[R']^{-1} = [J'] = \begin{bmatrix} R'_{11} & \dots & R'_{1N} \\ \vdots & & \vdots \\ R'_{N1} & \dots & R'_{NN} \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} J'_{11} & \dots & J'_{1N} \\ \vdots & & \vdots \\ J'_{N1} & \dots & J'_{NN} \end{bmatrix} \quad (2.44)$$

Les équations précédentes peuvent être simplifiées pour le cas le plus fréquemment rencontré, soit pour un système à tuyauterie simple à l'intérieur d'un tube en U. Les équations seront présentées dans le CHAPITRE 3.

À l'aide des équations suivantes, il est possible de calculer le comportement du système au niveau du maillage *local* et *global*. La température du fluide à la sortie de la maille peut être déterminée par :

$$T_{f_k,out} = \beta_k T_{f_k,in} + (1 - \beta_k) T_{b_k} \quad (2.45)$$

$$\beta_k = e^{-\frac{L_{sub_k} * G_{Lock,2}}{\dot{m}_{f,tot} C_{p_f}}} \quad (2.46)$$

$$G_{Lock,2} = \left( \frac{\ln \left( \frac{\bar{r}_{Lock,2}}{r_{Lock,2}} \right)}{2\pi k_s} + R_b^* \right)^{-1} \quad (2.47)$$

$$T_{b_k} = T_{Lock,2} + T_{Subk} \quad (2.48)$$

Dans les équations précédentes, la température du fluide à la sortie d'une maille *local* est calculée à l'aide de la température d'entrée. La température du sol à une distance  $L_{sub_k}$  est déterminée à l'aide de la température moyenne dans le maillage *local* k étudié, et de la température moyenne de la maille *global* où se trouve la maille *local*. Par la suite, la résistance thermique de la maille est calculée en tenant compte de la conductivité thermique du sol et de la résistance thermique de la tuyauterie. Le taux de transfert de chaleur du fluide vers une maille *local* est défini par l'expression (2.49).

$$q_{Loc_k, r_0} = (\dot{m}_{f,tot} * C_{p,f})(T_{f_k,in} - T_{f_k,out}) \quad (2.49)$$

Quand le temps est supérieur à  $t_{Fo=0,2}$ , il est possible de calculer l'augmentation de la température du sol dans le maillage *global*, puisque l'énergie transférée d'une maille *local* à une maille globale dans une même *subregion* est identique. La variation de la température de la maille associée au maillage *local* est de :

$$\Delta T_s = \frac{-q_{Loc_k, r_0} * t}{C_{p,s} * \rho_s * \pi (r_{1,k}^2 - r_{0,k}^2) * L_{sub_k}} \quad (2.50)$$

La différence de température dans la maille *global* est calculée par rapport au taux de transfert de chaleur, au temps, ainsi qu'à la capacité thermique du sol. Selon Chapuis(2009), «la variation de température que subit une maille *global* comprise dans une *subregion* k causée par le problème *steady-flux*» est donnée par :

$$\Delta T_{i,j} = (T_{sub_k} - T_{i,j}) \left( 1 - \exp\left(\frac{-k_s V_{sub_k}}{\dot{m}_{f,tot} * C_{p,f} * l^2}\right) \right) (\dot{m}_{f,tot} * C_{p,f}) \left(\frac{V_{i,j}}{V_{sub_k}}\right) (C_{p,i,j} V_{i,j})^{-1} dt \quad (2.51)$$

$$l^2 = \frac{r_1^2}{2} \left( \left(\frac{r_1}{r_0}\right) - \frac{3}{4} + (2\pi k_s R_b^*) \right)$$

Il faut ensuite faire la superposition des trois variations de température (*local*, *global* et *steady-flux*) afin de trouver la variation de température à un point spécifique.

### 2.2.5 Yavuzturk (1999)

Yavuzturk (1999) a développé un modèle qui permet d'utiliser des charges horaires. Il est donc possible de déterminer la température du puits à chaque pas de temps. Le modèle est valide pour un pas de temps minimum de 2,5 minutes. Ainsi, le modèle de Yavuzturk est superposé à celui d'Eskilson (1987) pour déterminer la température pour un temps donné.

Yavuzturk (1999) utilise le principe de la fonction  $g$  d'Eskilson (1987) pour calculer la température du puits. L'expression suivante permet de calculer la fonction  $g$  pour un faible pas de temps.

$$g\left(r_b/H; t/t_s\right) l^2 = \frac{2\pi k_s [T_b + (R'_b * q'_{sol}) - T_s]}{q'_{sol}} \quad (2.52)$$

L'auteur propose de calculer la résistance du puits avec la méthode de Paul (1996) présentée dans le chapitre suivant. Par la suite, l'équation (2.52) permet de calculer la température du puits à l'aide de l'expression (2.53) décrite par Eskilson (1987).

$$T_{b,i} = T_s - \sum_{j=1}^i \left[ \frac{(q_j - q_{j-1})}{2\pi k_g} g\left(r_b/H; (t_i - t_{j-1})/t_s\right) \right] \quad (2.53)$$

L'auteur propose d'utiliser sa fonction  $g$  pour un temps inférieur à 200 heures et d'utiliser celle d'Eskilson (1987) après ce temps. La figure suivante présente la fonction  $g$  des deux auteurs.

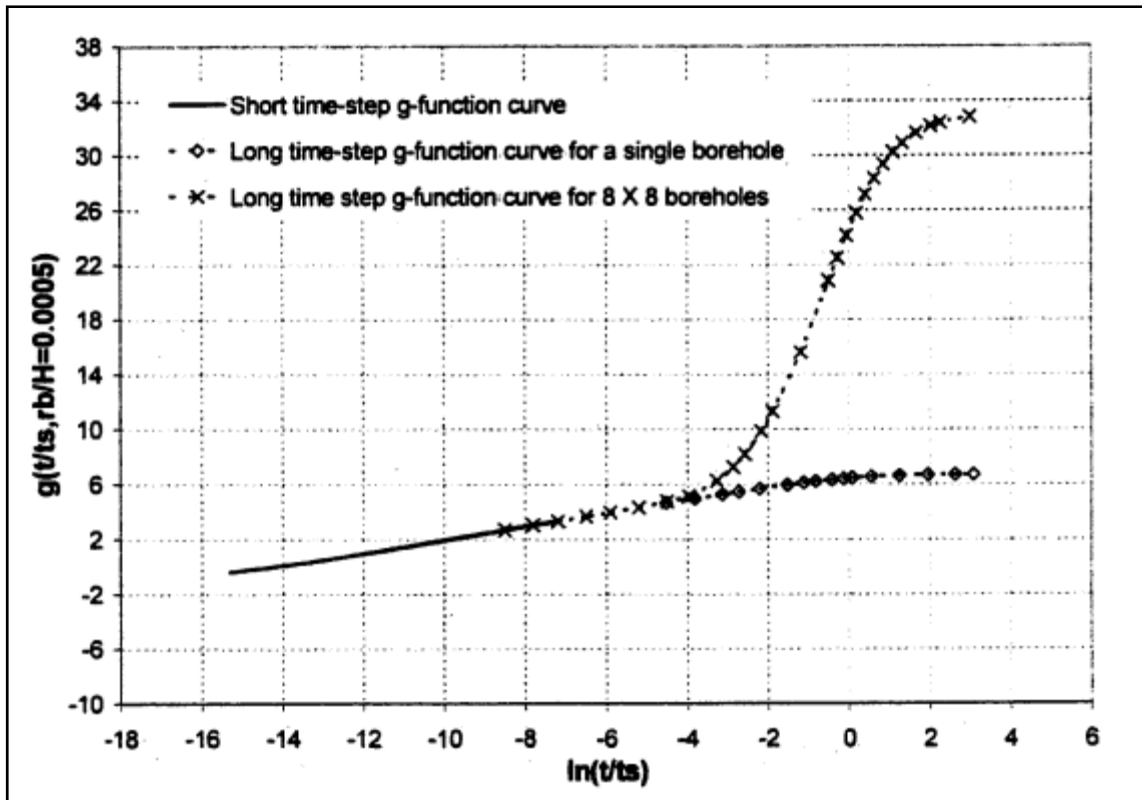


Figure 2.5 Superposition de la fonction  $g$  d'Eskilson (1987) et Yavuzturk (1999)  
Tirée de Yavuzturk (1999 p.73)

Le trait plein représente la fonction  $g$  de Yavuzturk (1999), alors que les deux autres traits correspondent à la fonction  $g$  d'Eskilson (1987). Ces deux derniers représentent la fonction  $g$  pour un puits unique dans le champ géothermique et une configuration de 8 puits par 8 puits pour le trait en x.

Un calcul de la température du puits avec un faible pas de temps peut demander beaucoup de temps de calcul avec la superposition de charges. Afin de diminuer ce temps, l'auteur propose de faire des agrégations de charges horaires. Une agrégation est une moyenne des charges sur une certaine période de temps. Yavuzturk propose une période de temps de 730 heures pour former les agrégations, ce qui équivaut à un pulse mensuel. La figure suivante présente l'impact d'agrégation sur la température du puits.

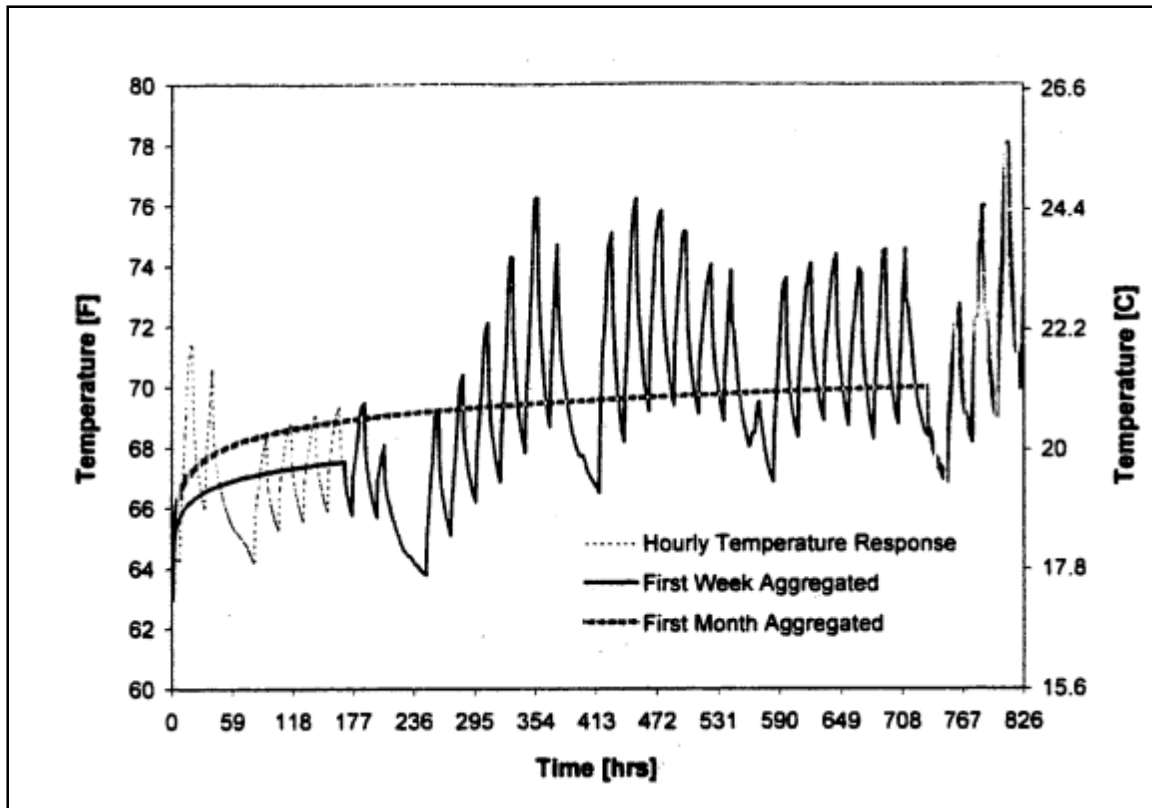


Figure 2.6 Agrégation de charge horaire  
Tirée de Yavuzturk (1999 p.76)

La figure présente deux scénarios d'agrégations. Le premier est pour une semaine, alors que le second est pour un mois. Il est possible de constater qu'il n'y a pas d'impact sur la température finale. À partir de ce principe, il est possible de superposer les modèles de Yavuzturk (1999) et d'Eskilson (1987) pour obtenir la température du puits. La température du puits avec agrégation est donnée par l'expression suivante :

$$\begin{aligned}
 T_{b,i} = T_s - \sum_{m=1}^N \left[ \frac{(\bar{q}_m - \bar{q}_{m-1})}{2\pi k_g} g \left( r_b/H; (t_i - t_{(730m-730)})/t_s \right) \right] \\
 - \sum_{k=N*730+1}^i \left[ \frac{(q_k - q_{k-1})}{2\pi k_g} g \left( r_b/H; (t_i - t_{k-1})/t_s \right) \right]
 \end{aligned} \quad (2.54)$$

Dans l'équation (2.54), l'indice  $N$  représente le nombre d'entiers de  $= i/730$  et  $i$  la durée de la simulation. La première partie de l'équation représente l'impact avec des pulses mensuels en utilisant la fonction  $g$  d'Eskilson (1987), alors que la seconde partie utilise des charges horaires tout en utilisant la fonction  $g$  de Yavuzturk (1999). Cette expression permet donc de calculer la température de puits en économisant le temps de calcul.



## CHAPITRE 3

### TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN CHAMP GÉOTHERMIQUE

#### 3.1 Transfert de chaleur dans un puits

Un champ géothermique est constitué de plusieurs puits qui permettent un échange de chaleur entre le fluide caloporteur et le sol. Un puits est composé d'un fluide caloporteur, d'une tuyauterie et d'un coulis. La figure suivante présente la configuration pour un puits avec un tube en U simple.

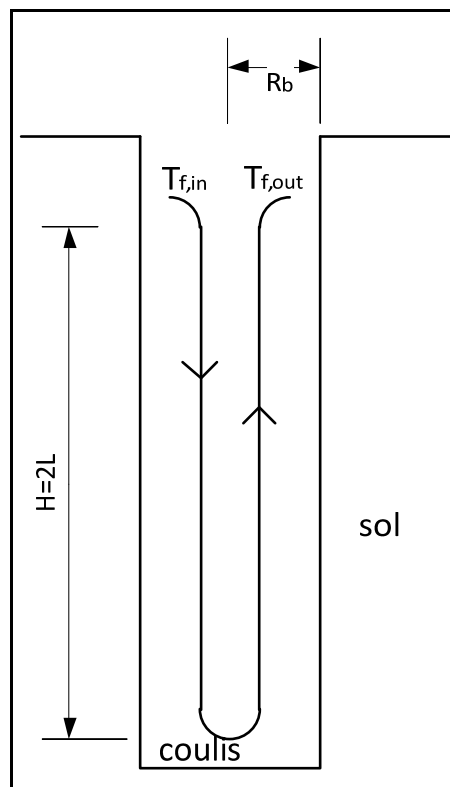


Figure 3.1 Puits géothermique en U

Le puits est formé à l'aide d'une foreuse qui permet de faire un trou dans le sol. Par la suite, le tube est glissé à l'intérieur du forage et il est rempli d'un coulis. La longueur de la tuyauterie dans un tube en U représente le double de la profondeur du puits.

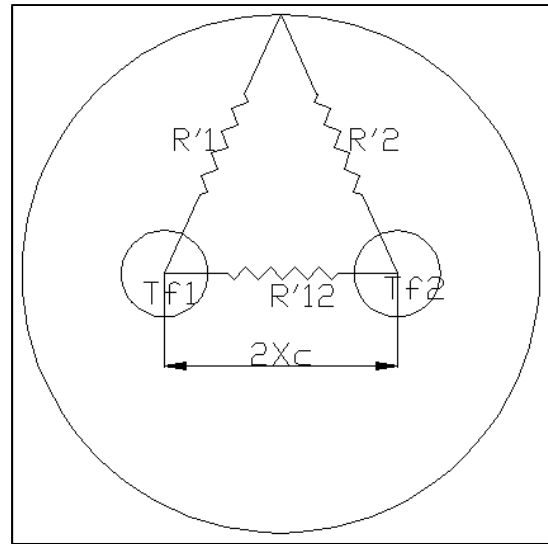


Figure 3.2 Résistance thermique dans un puits géothermique en U

À la Figure 3.2, la distance entre le centre du puits et le centre de la tuyauterie est représentée par  $X_c$ . Le matériel qui comble l'espace à l'extérieur de la tuyauterie et les parois du sol est le coulis. Pour calculer le taux de transfert de chaleur qui est rejeté/injecté dans le sol, la résistance thermique du puits est calculée.

La résistance totale du puits géothermique est composée de la résistance thermique de la tuyauterie. Cette résistance inclue les pertes par conduction dans la paroi du tuyau et celles par convection. Ensuite, une résistance de puits est ajoutée pour tenir compte de la conductivité thermique du coulis et de la configuration de la tuyauterie à l'intérieur du puits.

Le fluide entre dans le puits à une température  $T_{f,i} < T_{f,o}$  en mode chauffage et à une température  $T_{f,i} > T_{f,o}$  en mode climatisation. Le différentiel de température est causé par un échange thermique entre le fluide et le sol. Le taux de transfert de chaleur peut être obtenu à partir des charges à la sortie de la thermopompe du côté de la source ou selon l'expression suivante :

$$q_b(t) = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,o}(t) - T_{f,i}(t)) \quad (3.1)$$

La variation de la température entre l'entrée et la sortie est de l'ordre de quelques degrés. La température moyenne du fluide  $T_f$  est considérée constante sur toute la tuyauterie afin de simplifier le calcul de transfert de chaleur.

$$T_f(t) = \frac{(T_{f,o}(t) + T_{f,i}(t))}{2} \quad (3.2)$$

La température du fluide moyen est calculée à l'aide de la résistance thermique du puits  $R'_{b,t}$ , du taux de transfert de chaleur  $q'_b$  et de la température de la paroi du puits  $T_b$ . La température moyenne du fluide est trouvée à l'aide de l'expression (3.3).

$$T_f(t) = T_b(t) - q'_b(t)R'_{b,t} \quad (3.3)$$

La température du puits peut être calculée à l'aide des modèles présentés au CHAPITRE 2. Le taux de transfert de chaleur par unité de longueur est déterminé avec la charge de chaleur que le puits doit injecter/rejeter du sol sur la longueur du puits. Cette charge est considérée **positive** en mode chauffage, quand le système extrait la chaleur contenue dans le sol, alors que cette valeur est **négative** en mode climatisation, quand le système injecte de la chaleur dans le sol. Dans l'équation (3.3), le transfert de chaleur aux extrémités des puits est considéré comme négligeable puisque la surface d'échange sur le côté des puits est beaucoup plus grande que celle aux extrémités.

### 3.1.1 Résistance thermique d'un puits

La résistance thermique d'un puits dépend du type de tuyauterie utilisé, de la distance entre les tuyaux dans le puits, du coulis, du fluide, du débit et du rayon du puits. La résistance thermique totale d'un puits est calculée avec  $R'_1 = R'_2 = 2R'_{b,t}$  par :

$$R'_{b,t} = R'_{conv} + R'_{cond} + R'_b \quad (3.4)$$

La résistance en convection peut être définie par l'équation (3.5) et celle en conduction dans la paroi du tube est calculée par l'équation (3.6)

$$R'_{conv} = \frac{1}{4\pi r_{p,i} h_i} \quad (3.5)$$

$$R'_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_{p,e}}{r_{p,i}}\right)}{4\pi k_p} \quad (3.6)$$

Hellström (1991) suggère d'ajouter deux autres résistances afin d'obtenir la résistance thermique de la tuyauterie. La première est due à l'encrassement à l'intérieur de la tuyauterie et la seconde à une résistance de contact entre la tuyauterie et le coulis. Ces résistances sont faibles et peuvent être considérées comme négligeables. La résistance  $R'_b$  représente la résistance en conduction sans interférence thermique entre la tuyauterie et la jonction du sol. Plusieurs auteurs ont développé des expressions pour le calcul de la résistance de puits, dont Paul (1996), Hellström (1991) et Bennet et al. (1987).

Dans le modèle de Paul (1996), l'auteur calcule la résistance de puits à l'aide de l'expression (3.7). Les valeurs de  $\beta_0$  et  $\beta_1$  sont données dans le

Tableau 3.1 selon les configurations de puits présentées à la Figure 3.4.

$$R'_b = \frac{1}{\beta_0 \left(\frac{r_b}{r_{p,e}}\right)^{\beta_1} k_g} \quad (3.7)$$

Tableau 3.1 Les paramètres pour l'équation (3.7)  
Tirée de Lamarche (2010, p.3)

Configuration	$\beta_0$	$\beta_1$
<b>A</b>	20.10	-0.9447
<b>B</b>	17.44	-0.6052
<b>C</b>	21.91	-0.3796

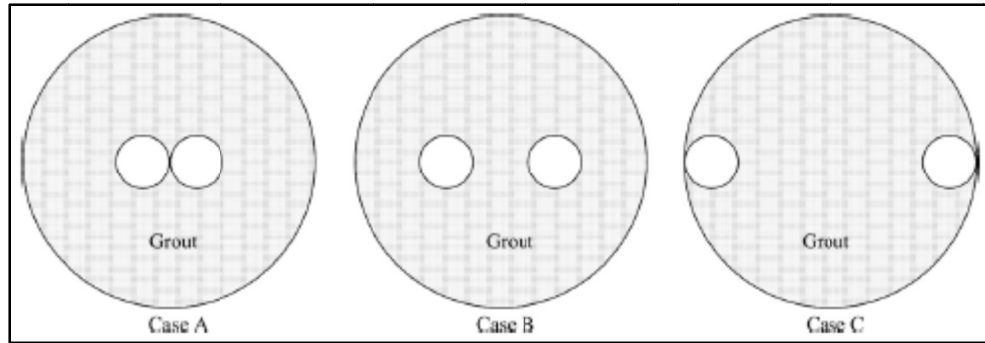


Figure 3.3 Configuration des puits pour le calcul de la résistance thermique avec la méthode de Paul (1996)  
Tirée de Lamarche (2010, p.3)

Cette méthode est basée sur des essais expérimentaux et elle n'offre pas beaucoup de flexibilité au point de vue de la configuration des puits.

Hellström (1991) présente la résistance thermique d'un puits en tenant compte de la distance des puits, contrairement à Paul (1996). Elle est montrée par les expressions suivantes :

$$R'_b = \frac{\frac{1}{2\pi k_g} \left[ \ln\left(\frac{r_b}{r_{p,e}}\right) + \ln\left(\frac{r_b}{2x_c}\right) + \sigma * \ln\left(\frac{(r_b/x_c)^4}{(r_b/x_c)^4 - 1}\right) \right] + R'_p}{2} \quad (3.8)$$

$$\sigma = \left( \frac{k_g - k_s}{k_g + k_s} \right) \quad (3.9)$$

La longueur  $x_c$  représente la demi-distance entre le centre des deux tuyaux du puits (voir Figure 3.2). Ensuite, l'auteur ajuste l'interférence thermique entre la tuyauterie à l'aide des expressions suivantes.

$$R_b^* = R'_b * \eta * \coth(\eta) \quad (3.10)$$

$$\eta = \frac{H}{\dot{m}_f C_{p,f} \sqrt{R'_b R'_a}} \quad (3.11)$$

$$R'_a = \frac{1}{\pi k_g} \left[ \ln \left( \frac{2 * x_c}{r_{p,e}} \right) + \sigma * \ln \left( \frac{r_b^2 + x_c^2}{r_b^2 - x_c^2} \right) \right] + 2R'_p \quad (3.12)$$

Cette formule est utilisée dans le DST du logiciel TRNSYS présenté dans le chapitre précédent.

Bennet et al. (1987) proposent une solution pour calculer la résistance thermique en utilisant la méthode des multi-pôles. Cette méthode est complexe à utiliser. Afin de simplifier les équations, les auteurs proposent une méthode des multi-pôles simplifiée qui s'applique au puits ayant un tube en U et symétrique. Cette formule simplifiée de la résistance thermique est définie par l'expression (3.13).

$$R'_b = \frac{1}{4\pi k_g} \left[ \ln \left( \frac{\lambda_1 \lambda_2^{1+4\sigma}}{2(\lambda_2^4 - 1)^\sigma} \right) - \frac{\lambda_3^2 \left[ 1 - \left( \frac{4\sigma}{\lambda_2^4 - 1} \right) \right]^2}{1 + \lambda_3^2 \left[ 1 + \left( \frac{16\sigma}{(\lambda_2^2 - 1/\lambda_2^2)^2} \right) \right]} \right] \quad (3.13)$$

$$\lambda_1 = \frac{r_b}{r_{p,e}}; \quad \lambda_2 = \frac{r_b}{x_c}; \quad \lambda_3 = \frac{r_{p,e}}{2x_c} = \frac{\lambda_2}{2\lambda_1}; \quad \sigma = \left( \frac{k_g - k_s}{k_g + k_s} \right)$$

Il existe d'autres méthodes pour calculer la résistance thermique des puits. Celles présentées ci-haut sont les plus utilisées dans les logiciels de dimensionnement et de simulation.

### 3.1.2 Comportement du sol

La chaleur contenue dans le puits géothermique est diffusée dans le sol par conductivité thermique. La conductivité thermique du sol varie selon sa composition, son humidité, sa capacité d'accumuler de la chaleur et le mouvement d'eau souterrain. Il est difficile d'évaluer ces propriétés pour un sol (car il est composé de couches variables) et de prévoir le mouvement des nappes d'eau souterraines. Pour calculer le comportement thermique du sol, il est possible d'utiliser la fonction ligne source de Kelvin, ainsi que la ligne source

cylindrique à partir de la conductivité thermique et de la diffusité du sol. Ces équations permettent de prédire la température à la surface radiale d'un puits soumis à un taux de transfert de chaleur constant. Elles négligent le mouvement de l'eau souterrain et ne permettent pas de modifier les caractéristiques du sol à une même profondeur (radial). Par contre, il est possible de modifier la propriété du sol pour différentes profondeurs. La température du puits dépend de la chaleur absorbée ou rejetée, de la température du sol initiale, de la durée de cette impulsion de chaleur et des propriétés du sol.

### **3.1.3 Interférence thermique entre les puits**

L'interférence thermique entre les puits peut avoir un impact significatif sur la température d'un champ géothermique (CG). En effet, un puits géothermique ne pourra pas dissiper sa chaleur sur un rayon infini si un puits se trouve à une certaine distance. La chaleur accumulée entre ces puits cause une augmentation de la température (ou une diminution de la température selon le bilan énergétique annuel), et ce, s'il y a plus d'injections de chaleur que de rejets. La Figure 3.4 présente l'effet sur la température du sol pour un CG composé de plusieurs puits.

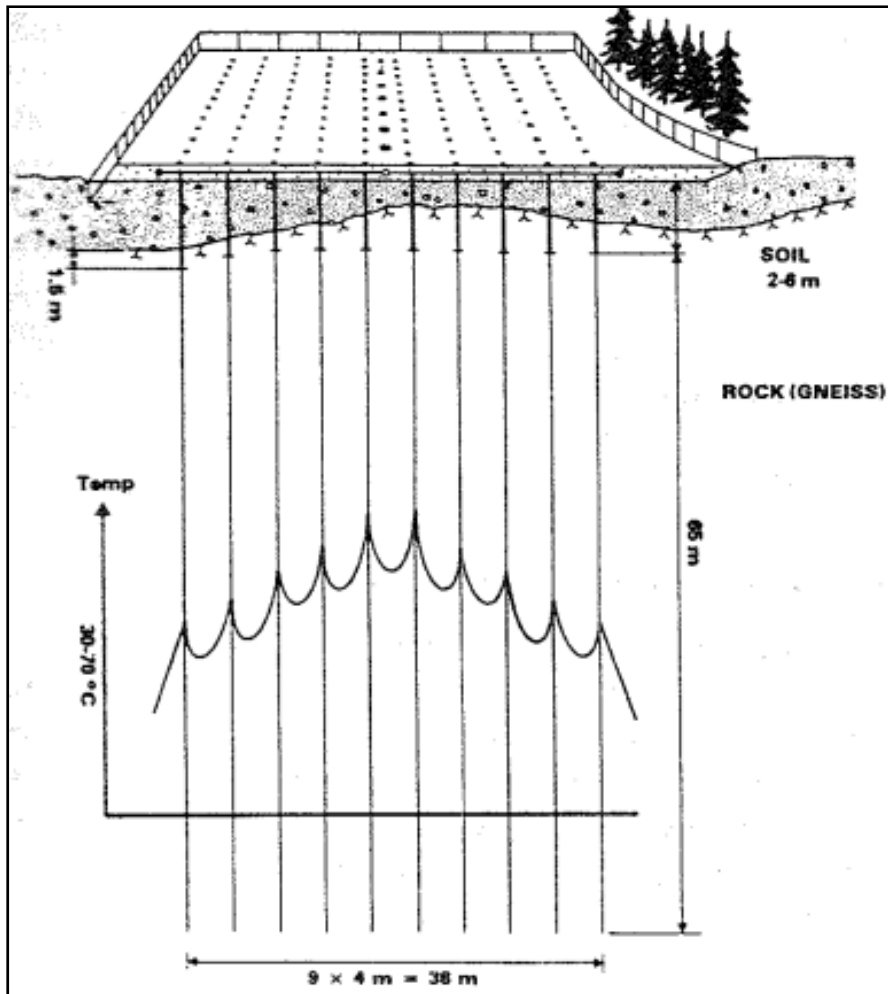


Figure 3.4 Interférence thermique entre les puits  
Tirée d'Hellström (1991, p.8)

Sur cette figure, la température au centre du champ géothermique atteint un maximum. Le puits en périphérie du champ peut injecter plus facilement de la chaleur dans le sol, comparativement au puits dans le centre. L'impact de cette interaction se traduit de manière différente pour chacun des modèles présentés à la section 2.2. Dans le modèle de Kavanaugh et al. (1997) et Bernier et al. (2010), cette interférence se traduit par l'addition d'une température de pénalité. Cette température est influencée par la distance entre les puits, la chaleur spécifique et la densité du sol, le taux de transfert de chaleur annuel injecté dans les puits, ainsi que la configuration du champ géothermique et du temps d'analyse en année. Pour sa part, Eskilson (1987) présente plusieurs fonctions  $g$  pour tenir compte de l'organisation des puits dans le champ géothermique, alors qu'Hellström (1991) tient compte



de l'interférence avec le bilan d'énergie dans chacune des mailles *global*. Ainsi, il est possible d'ajouter la contribution d'un puits à la température globale sur l'axe d'analyse.



## CHAPITRE 4

### OUTILS DE SIMULATION

#### 4.1 GS2000

GS2000 version 3.0.1, est un logiciel développé par Caneta Inc pour CETC-Ottawa qui permet de déterminer la profondeur de puits géothermiques. La longueur de puits est calculée pour maintenir une température du fluide à la sortie à l'intérieur d'une plage de température, tout en comblant la charge de chauffage et de climatisation. Le logiciel utilise ses propres algorithmes de calcul qui sont basés sur la théorie de la ligne source<sup>5</sup>. De plus, il utilise un système d'équations basé sur la ligne source pour établir l'interaction thermique entre les puits. Ces équations permettent de calculer un facteur de surdimensionnement de la longueur.

GS2000 permet de simuler des systèmes ayant plusieurs tuyauteries dans le puits. Il est aussi possible d'ajuster le nombre de puits désirés, la distance entre la tuyauterie, le coulis et la profondeur de la tête du puits. Le système admet des champs géothermiques verticaux et horizontaux. De plus, il est possible d'ajuster la composition du sol sur l'axe du puits. GS2000 possède une librairie de tuyauterie, de composition de sol, de données météorologiques et de fluides caloporteurs. Le logiciel calcule l'impact moyen de la thermopompe, à l'aide de COP et EER, sur une base annuelle. Il est possible d'entrer les charges dans le sol, la charge du bâtiment ou de faire le calcul de la charge pour un bâtiment résidentiel qui utilise la méthode des degrés-jours. Pour les charges dans le sol ou les charges du bâtiment, en mode chauffage et en mode climatisation, les charges mensuelles sont utilisées. De plus, il permet d'ajouter un rejet de chaleur supplémentaire. Le temps de simulation est très rapide et il détermine la profondeur de puits ainsi que la température minimale ou maximale de l'eau sur une base mensuelle. Il calcule la profondeur en mode chauffage et en mode climatisation.

<sup>5</sup> Basé sur les travaux de Hart et Couvillion (1986)

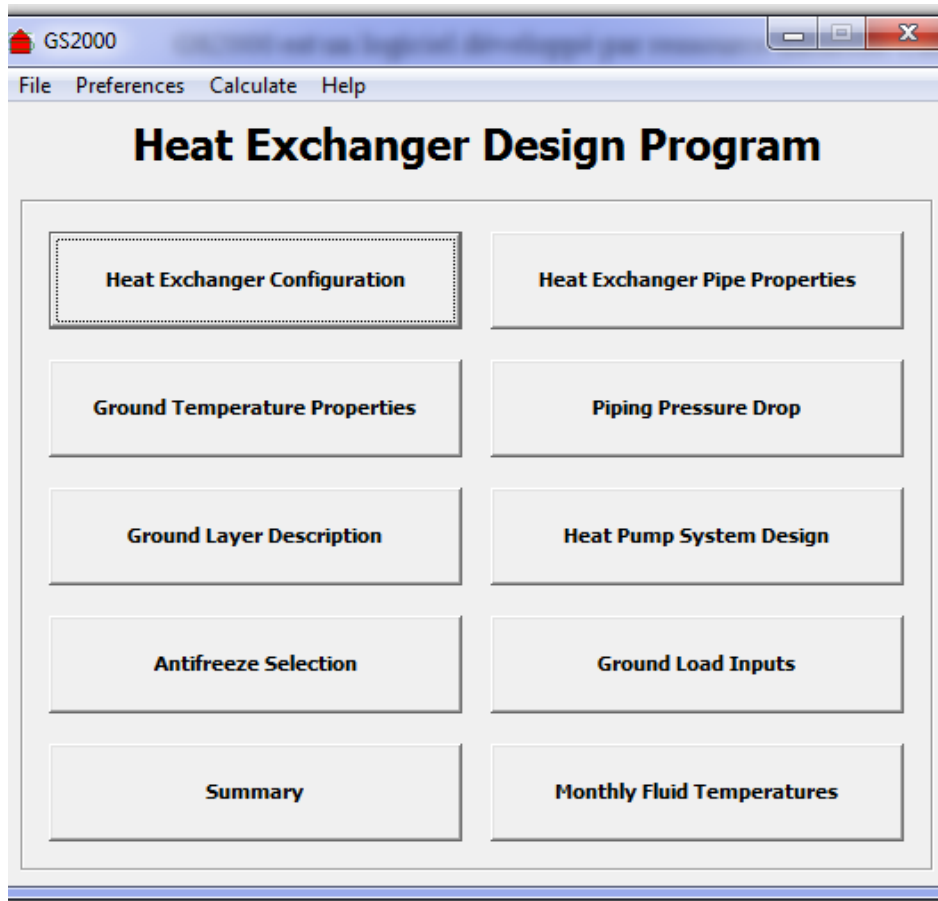


Figure 4.1 Interface graphique du logiciel

Ce logiciel manque de flexibilité pour l'entrée des données. De plus, il ne tient pas directement compte des pointes en chauffage et climatisation qui peuvent avoir un impact significatif sur la conception des systèmes. Il y a également peu de résultats disponibles et il est difficile d'identifier les paramètres qui ont un impact sur le dimensionnement.

## 4.2 EED

EED version 3.16 est un logiciel qui permet de trouver la profondeur de puits, la température du fluide mensuelle, la température maximale et la température minimale pour des échangeurs verticaux. Ce logiciel est développé par Claesson, Eskilson and Hellström de l'université de Lund. Il utilise la fonction  $g$  d'Eskilson pour calculer la résistance thermique

du sol. Dans la version 3, il y a 798 configurations différentes de champs géothermiques possibles. Au niveau du sol, l'utilisateur peut entrer manuellement les valeurs de la conductivité thermique, de la capacité thermique, de la température du sol sans perturbation, et du gradient thermique du sol. Au niveau du puits, il est possible de simuler un puits coaxial, simple, double ou triple en U. La méthode des multi-pôles est utilisée pour déterminer la résistance thermique des puits. De plus, le logiciel tient compte de la distance entre les puits, du diamètre de forage et de la conductivité thermique du coulis. Une résistance de contact peut être ajoutée entre le puits et le coulis.

Le débit volumique du fluide caloporteur dans les puits et la distance entre la tuyauterie est entré par l'utilisateur. Au niveau du fluide caloporteur, le logiciel permet d'entrer ses propriétés manuellement. En ce qui concerne les charges, il existe 3 options. La première option permet d'ajouter la charge qui est injectée directement dans le sol. La seconde option permet d'ajouter la charge annuelle et d'ajuster cette charge à l'aide de coefficients. La dernière option permet d'entrer la charge mensuelle du bâtiment. Pour les deux dernières options, l'utilisateur entre la valeur annuelle moyenne du COP de la thermopompe. En plus des charges moyennes mensuelles, le logiciel tient compte de la pointe mensuelle et de sa durée. Cette option permet d'ajuster la température et la longueur de puits pour une pointe qui se prolonge sur une certaine période.

EED a aussi une option qui permet de faire une analyse économique du champ géothermique. De plus, il y a un outil d'optimisation du champ géothermique. Le logiciel propose plusieurs configurations de champ et estime le coût d'implantation. Cet outil d'optimisation permet à l'utilisateur de sélectionner des scénarios plus intéressants.

Cet outil de dimensionnement des puits géothermiques permet de faire une conception assez juste d'un système tout en ayant en mains des informations de base. De plus, il n'utilise pas beaucoup de temps de calcul.

### 4.3 TRNSYS

Le *TRaNsient SYstem Simulation tool* (TRNSYS) est un logiciel de simulation de système en mode transitoire développé par l'université du Wisconsin, qui utilise le *Fortran* comme langage de programmation. Il est composé d'une multitude de bibliothèques pouvant simuler la plupart des systèmes d'un bâtiment allant jusqu'aux panneaux solaires. La composante qui permet de faire la simulation de puits géothermiques verticaux est le *type 557* basé sur le modèle *Duct Ground Storage model* (DST), développé par Hellström (1989). La version 16 de TRNSYS est utilisée pour effectuer les simulations dans le cadre de ce mémoire.

Le modèle permet de faire une simulation avec un petit pas de temps (simulation horaire ou plus faible) du comportement du puits géothermique selon la charge de chaleur qui doit être injectée/rejetée dans le sol. La méthode de calcul du *type 557* est détaillée à la section 2.2.4. Dans ce modèle, la résistance thermique du puits est calculée par la méthode de Hellström(1989), présentée par les équations (3.8) à (3.12). Le modèle utilisé dans TRNSYS pour déterminer la température du fluide à la sortie du puits géothermique est présenté à la Figure 4.2.

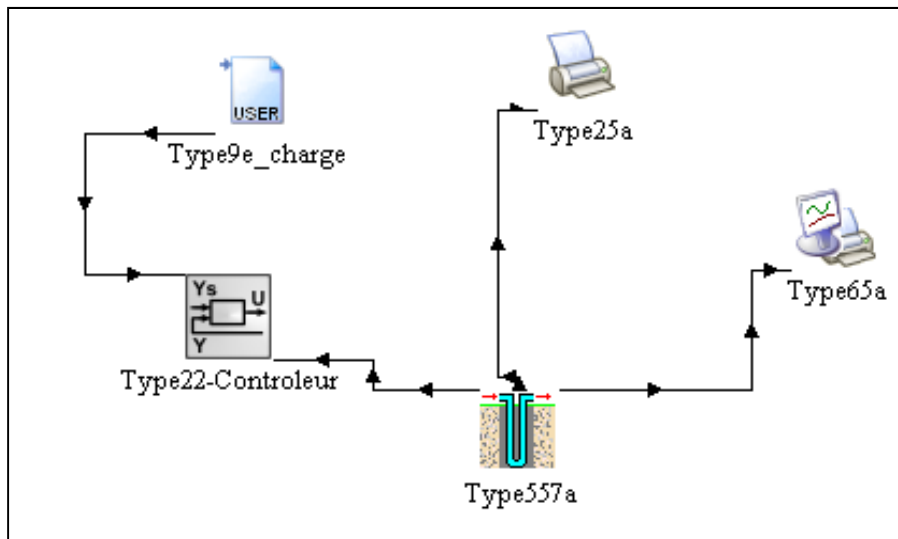


Figure 4.2 Modèle TRNSYS pour un puits géothermique en U

La charge de chaleur est imposée par le Type9e qui inclut la charge du bâtiment, la charge causée par la pompe et l'efficacité de la thermopompe, tout en tenant compte de la température et du débit du côté source. Par la suite, le Type557a permet d'évaluer la température à la sortie du puits à partir des caractéristiques du champ géothermique et de la charge de la chaleur injectée ou rejetée. Ce module utilise le modèle DST présenté à la section 2.2.4. Par la suite, les températures à la sortie du puits sont exportées dans un fichier texte et affichées sur un graphique à l'aide des modules Type25a et Type65a.

#### **4.4 GLD**

Le logiciel de dimensionnement et d'analyse de comportements des systèmes géothermiques *ground loop design* 2010, version 7.1.51, permet de faire l'analyse sur des systèmes géothermiques verticaux, horizontaux, en corbeille et à boucles ouvertes. Il est possible de déterminer la longueur des puits ou la température du fluide à la sortie du champ géothermique selon le type de charge intégrée. À l'aide de la librairie de thermopompe disponible, le COP est ajusté selon le profil de charge et la thermopompe sélectionnée. Le logiciel utilise la ligne source cylindrique et la ligne source selon le type de charge intégrée. Dans le cas d'une simulation avec des charges horaires et mensuelles, le logiciel calcule la température du fluide à la sortie à l'aide de la ligne source finie. Dans le cadre de ce mémoire, le logiciel utilise le mode "Design day" qui se sert de la méthode Kavanaugh et Rafferty (1987). Afin de calculer la résistance de puits, GLD fait appel à la méthode de Paul (1996). Dans ce mémoire, les tests avec GLD utilisent des charges mensuelles. Elles seront implémentées puisqu'il n'est pas possible de faire des simulations sur une période supérieure à un an avec des charges horaires.





## CHAPITRE 5

### MODÈLE DÉVELOPPÉ À PARTIR DES TRAVAUX DE LAMARCHE ET BEAUCHAMP

Le modèle développé à partir des travaux de Lamarche et Beauchamp (2007) simule le comportement des puits géothermiques en se basant sur des charges horaires. Il permet de trouver la température du fluide à la sortie, la charge de chaleur injectée/rejetée dans le puits avec l'effet de la pompe circulatoire et de l'efficacité de la thermopompe. L'algorithme de calcul est présenté sous la forme de programmes à l'aide du logiciel *MATLAB*.

Les logiciels de simulation énergétique pour les bâtiments permettent de trouver les charges horaires de climatisation et de chauffage. À partir de ces charges, il est possible de prévoir le fonctionnement de la thermopompe, son efficacité, la température de l'eau à la sortie, et ainsi de calculer la puissance de la pompe sur une base horaire au lieu d'utiliser des valeurs moyennes. Au CHAPITRE 2, une revue des modèles existants a été faite. Dans cette section, deux des modèles analysés permettaient de faire le calcul de la température de puits avec des charges horaires, soit le modèle développé par Hellström (1989) et le modèle de Yavuzturk. Dans cette section-ci, une revue du modèle développé par Lamarche et Beauchamp (2007) est présentée.

#### 5.1 Objectif de la méthode

Le modèle développé permet de faire une simulation du comportement du puits et le dimensionnement d'un champ géothermique à l'aide d'une boucle itérative. Ce nouvel algorithme de calcul permet de dimensionner ou d'analyser un système à partir de charges horaires. En admettant des charges horaires, le modèle développé par Lamarche et Beauchamp (2007) et Lamarche (2009) exécute une simulation rapide et détermine la température du fluide à la sortie du puits sur une base horaire, et ce, tout en conservant une entrée de donnée simple. À partir de cette température, le coefficient de performance de la thermopompe est déterminé sur une base horaire et n'est plus considéré comme un

rendement saisonnier. Finalement, il est possible d'ajouter des thermopompes à la librairie afin d'analyser leur fonctionnement et de déterminer le COP tout au long de l'année pour l'équipement sélectionné.

Dans ce modèle, le comportement thermique du sol est analysé avec la fonction  $g$  d'Eskilson qui est calculé numériquement (Lamarche et Beauchamp 2006). En calculant cette fonction numériquement, il est possible de simuler rapidement le comportement du sol et l'interférence entre les puits. De plus, il permet de faire l'analyse de la configuration d'un puits qui n'est pas défini par les fonctions d'Eskilson.

## 5.2 Énoncé théorique

Dans le chapitre 2, trois solutions ont été présentées pour trouver la résistance thermique du sol, soit la ligne source infinie de Kelvin, la ligne source définie et la ligne source cylindrique. Cette dernière est obtenue à l'aide de l'expression (5.1) qui calcule la conduction de chaleur radialement à partir de coordonnées cylindriques. Cette expression néglige le transfert de chaleur sur l'axe.

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \quad (5.1)$$

Pour le domaine de résolution de  $r > r_b$  et un temps  $t > 0$ . Les conditions frontières sont:

$$T(r, 0) = T_s; \quad -k_s \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_b} = \frac{q'_b(t)}{2\pi r_b} \quad (5.2)$$

Dans cette expression, le taux de transfert de chaleur doit être constant sur toute la longueur du puits. De plus, elle néglige l'interférence thermique entre les puits et le transfert de chaleur axial. Dans ce modèle, la ligne source cylindrique est utilisé (Voir à la section 2.1.3). Afin de déterminer la température à la paroi du puits, il faut évaluer la ligne source cylindrique pour  $r = r_b$ , donc  $\tilde{r} = 1$ . Pour ce rayon, la ligne source cylindrique est définie par :

$$T_s - T(1, \tilde{t}) = T_s - T_b(\tilde{t}) = \frac{q'_b}{k_s} G(\tilde{t}) \quad (5.3)$$

$$G(\tilde{t}) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-z^2 \tilde{t}} - 1}{z^2 (J_1^2(z) + Y_1^2(z))} [J_0(\tilde{r}z)Y_1(z) - J_1(z)Y_0(\tilde{r}z)] dz \quad (5.4)$$

$$G(\tilde{t}) = \frac{2}{\pi^3} \int_0^\infty \frac{1 - e^{-z^2 \tilde{t}}}{z^3 (J_1^2(z) + Y_1^2(z))} dz \quad (5.5)$$

Car,

$$\int_0^\infty J_0(z)Y_1(z) - J_1(z)Y_0(z) dz = \frac{-2}{\pi z} \quad (5.6)$$

Dans un système de pompe à chaleur (PAC), le taux de chaleur injecté/rejeté dans le sol varie constamment, alors que la ligne source cylindrique admet une charge constante. Pour évaluer la température du puits, il est possible de faire une superposition de plusieurs charges pour obtenir la température du puits à partir de l'expression suivante, tel que proposé par Eskilson (1987) :

$$T_s - T_b(\tilde{t}) = \frac{1}{k_s} \sum_{i=1}^N (q_i - q_{i-1}) G\left(\frac{\alpha(t_i - t_{i-1})}{r_b^2}\right) \quad (5.7)$$

L'équation (5.7) permet de calculer la température selon le pas de temps de calcul désiré et la charge devant être absorbée/rejetée dans le sol. À partir de cette expression, il est possible de décrire la solution en utilisant le théorème de superposition de Duhamel :

$$T_s - T_b(\tilde{t}) = \frac{2}{\pi^3 k_s} \int_0^{\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) \int_0^\infty \frac{e^{-z^2(\tilde{t}-\tilde{\tau})}}{z(J_1^2(z) + Y_1^2(z))} dz d\tilde{\tau} \quad (5.8)$$

En inversant l'ordre d'intégration, l'expression suivante est obtenue :

$$T_s - T_b(\tilde{t}) = \frac{2}{\pi^3 k_s} \int_0^\infty \frac{1}{z(J_1^2(z) + Y_1^2(z))} dz \int_0^{\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) e^{-z^2(\tilde{t}-\tilde{\tau})} d\tilde{\tau} \quad (5.9)$$

L'expression (5.9) peut être simplifiée afin d'obtenir une équation plus facile à manipuler dans la suite des calculs, par :

$$T_s - T_b(\tilde{t}) = \frac{1}{k_s} \int_0^\infty v_n(z) \int_0^{\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) e^{-z^2(\tilde{t}-\tilde{\tau})} d\tilde{\tau} dz \quad (5.10)$$

$$v_n(z) = \frac{2}{\pi^3 z (J_1^2(z) + Y_1^2(z))} \quad (5.11)$$

L'intégrale impropre  $\int_0^\infty v_n(z) \int_0^{\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) e^{-z^2(\tilde{t}-\tilde{\tau})} d\tilde{\tau} dz$  est calculée à l'aide d'une sommation définie présentée par l'expression (5.12).

$$T_s - T_b(\tilde{t}) = \frac{1}{k_s} \sum_{n=1}^N v_n(z) \int_0^{\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) e^{-z^2(\tilde{t}-\tilde{\tau})} d\tilde{\tau} \Delta z_n \quad (5.12)$$

À partir de cette équation, il est possible de calculer la température de la paroi du puits pour un temps défini. L'équation (5.13) permet de calculer cette température pour chaque pas de temps,

$$\begin{aligned} T_s - T_b(\tilde{t} + \Delta\tilde{t}) &= \frac{1}{k_s} \sum_{n=1}^N v_n(z) \int_0^{\tilde{t} + \Delta\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) e^{-z^2(\tilde{t} + \Delta\tilde{t} - \tilde{\tau})} d\tilde{\tau} \Delta z_n \quad (5.13) \\ &= \frac{1}{k_s} \sum_1^N \left( v_n(z) \int_0^{\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) e^{-z^2(\tilde{t} + \Delta\tilde{t} - \tilde{\tau})} d\tilde{\tau} + v_n(z) \int_{\tilde{t}}^{\tilde{t} + \Delta\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) e^{-z^2(\tilde{t} + \Delta\tilde{t} - \tilde{\tau})} d\tilde{\tau} \right) \Delta z_n \end{aligned}$$

Donc,

$$\begin{aligned}
& T_s - T_b(\tilde{t} + \Delta\tilde{t}) \\
&= \frac{1}{k_s} \sum_1^N \left( e^{-z^2(\Delta\tilde{t})} v_n(z) \underbrace{\int_0^{\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) e^{-z^2(\tilde{t}-\tilde{\tau})} d\tilde{\tau}}_{F_n(\tilde{t})} \right. \\
&\quad \left. + v_n(z) \int_{\tilde{t}}^{\tilde{t}+\Delta\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) e^{-z^2(\tilde{t}+\Delta\tilde{t}-\tilde{\tau})} d\tilde{\tau} \right) \Delta z_n
\end{aligned} \tag{5.14}$$

Dans cette nouvelle solution, la température du puits est calculée à chaque pas de temps. De plus, elle permet de garder comme historique de calcul seulement la valeur précédente de  $F_n(\tilde{t})$ , ce qui a pour conséquence de diminuer le temps de calcul et la quantité de valeurs emmagasinées. En effet, dans les modèles qui utilisent la ligne source et ligne source cylindrique, la variation de la charge se fait par une superposition de pulses sur toute la période analysée. Cette superposition entraîne une accumulation de pulses pour une grande période et augmente donc le temps de calcul.

$$F_n(\tilde{t}) = v_n(z) \int_0^{\tilde{t}} q'_b(\tilde{\tau}) e^{-z^2(\tilde{t}-\tilde{\tau})} d\tilde{\tau} \tag{5.15}$$

$$T_s - T_b(\tilde{t} + \Delta\tilde{t}) = \frac{1}{k_s} \sum_{n=1}^N \underbrace{[e^{-z^2\Delta\tilde{t}} F_n(\tilde{t}) + q'_b(\tilde{t})(1 - e^{-z^2\Delta\tilde{t}})u_n(z)]}_{F_n(\tilde{t}+\Delta\tilde{t})} \Delta z_n \tag{5.16}$$

$$u_n(z) = \frac{v_n(z)}{z^2} = \frac{2}{\pi^3} \frac{1}{z^3 (J_1^2(z) + Y_1^2(z))} \tag{5.17}$$

Il est important de noter que dans ces équations, l'interférence thermique et l'effet radial sont négligés. De plus, ils ne sont valides que pour une configuration à puits géothermique unique. Pour remédier à ce problème, Lamarche et al. (2006) proposent une méthode de calcul pour la fonction  $g$  d'Eskilson qui intègre l'impact de l'interférence thermique des puits. De plus, cette méthode permet également de déterminer l'effet de l'échange thermique radial du puits géothermique. Cette nouvelle fonction  $g$  développée par Lamarche et al.

(2006) est présentée par les expressions (5.40) à (5.42). Le calcul de la température du puits avec la fonction  $g$  d'Eskilson est définie par :

$$T_s - T_b(\tilde{t}) = \frac{q'_b(t)}{k_s} \frac{g(\gamma\tilde{t})}{2\pi} \quad (5.18)$$

Le temps  $\tilde{t}$  représente un temps adimensionnel qui sera présenté à la fin de la présente section. Le facteur de conversion  $\gamma$  permet de transformer le temps adimensionnel en temps présenté par Eskilson (1987) pour le calcul de la fonction  $g$ . Ce facteur est défini par l'expression suivante :

$$\gamma = \left(3r_b/H\right)^2 \quad (5.19)$$

La température du puits est calculée à l'aide de la solution de la ligne source cylindrique, de la conductivité thermique du sol et du taux de transfert de chaleur.

$$T_s - T_b(\tilde{t}) = \frac{q'_b(t)}{k_s} G_b(\tilde{t}) \quad (5.20)$$

$$T_s - T_b(\tilde{t}) = \frac{q'_b(t)}{k_s} \int_0^\infty (1 - e^{-z^2\tilde{t}}) \frac{2}{\pi^3 z^3 (J_1^2(z) + Y_1^2(z))} dz \quad (5.21)$$

L'expression (5.21) est simplifiée en utilisant le coefficient  $u(z)$  qui est défini par l'équation (5.17).

$$T_s - T_b(\tilde{t}) = \frac{q'_b(t)}{k_s} \int_0^\infty (1 - e^{-z^2\tilde{t}}) u(z) dz \quad (5.22)$$

Il est possible de combiner les équations (5.18) et (5.22) pour avoir une fonction  $g$  pour toutes les équations de  $u(z)$ .

$$\frac{q'_b(t)}{k_s} \frac{g(\gamma\tilde{t})}{2\pi} = \frac{q'_b(t)}{k_s} \int_0^\infty (1 - e^{-z^2\tilde{t}}) u(z) dz \quad (5.23)$$

$$\frac{g(\gamma\tilde{t})}{2\pi} = h(\tilde{t}) = \int_0^{\infty} (1 - e^{-z^2\tilde{t}})u(z)dz \quad (5.24)$$

L'expression (5.24) est intégrée par rapport au temps adimensionnel pour calculer la variation de la résistance thermique du sol dans cet intervalle de temps.

$$\frac{\partial h(\tilde{t})}{\partial \tilde{t}} = \int_0^{\infty} (e^{-z^2\tilde{t}})z^2u(z)dz \quad (5.25)$$

Dans cette équation, la variable  $z^2$  est remplacée par la variable  $p$ , afin d'obtenir une solution valide pour exécuter une transformée de Laplace. À partir de cette dernière équation, il est possible d'obtenir l'expression (5.27) dans le domaine de Laplace.

$$\frac{\partial h(\tilde{t})}{\partial \tilde{t}} = \int_0^{\infty} (e^{-p\tilde{t}}) \frac{\sqrt{p}u(p)}{2} dp = \int_0^{\infty} (e^{-p\tilde{t}})H(p)dp \quad (5.26)$$

$$\frac{\partial h(\tilde{t})}{\partial \tilde{t}} = \mathbf{L}H(p) \quad (5.27)$$

Pour trouver la valeur de la variable  $u(p)$ , il faut effectuer une transformée inverse de Laplace tel que présenté par (5.28) et (5.29).

$$H(p) = \mathbf{L}^{-1}\left(\frac{\partial h(\tilde{t})}{\partial \tilde{t}}\right) = -p\mathbf{L}^{-1}(h(\tilde{t})) \quad (5.28)$$

$$u(p) = -2\sqrt{p}\mathbf{L}^{-1}(h(\tilde{t})) = -2z\mathbf{L}^{-1}\left(\frac{g(\gamma\tilde{t})}{2\pi}\right) \quad (5.29)$$

La transformée inverse de la place de l'équation (5.29) est solutionnée à l'aide de l'algorithme de Gaver-Stehfest présenté par Villinger (1985). Cet algorithme est présenté par les équations (5.30) et (5.31).

$$f(t_i) = \frac{\ln(2)}{t_i} \sum_{n=1}^N V_n F\left(\frac{g(\gamma\tilde{t})}{2\pi}\right) \quad (5.30)$$

Où

$$V_n = (-1)^{N/2+n} \sum_{k=\lceil \frac{n+1}{2} \rceil}^{\min(n, N/2)} \frac{k^{N/2} (2k)!}{(N/2 - k)! k! (k-1)! (n-k)! (2k-n)!} \quad (5.31)$$

Dans ces équations, la valeur de N doit être un nombre pair. Villinger (1985) propose d'utiliser une valeur de N = 14 pour une bonne précision, alors que Lamarche (2009) propose une valeur de N = 6. À la suite de l'optimisation du modèle basé sur une comparaison des résultats à ceux de TRNSYS, une valeur de N=10 semble plus juste. Par la suite, il est donc possible de trouver la température du puits en intégrant la valeur calculée de u(z) dans l'équation (5.16).

### 5.3 Les temps adimensionnels

L'intervalle de temps utilisé est décrit par la valeur maximale de (5.34) et la valeur minimale de (5.37). Le temps  $\tilde{t}$  est calculé à partir de l'intervalle de temps et du nombre de tranches désirées sur un profil exponentiel.

$$\tilde{t}_{max, gav-ste} = \frac{N * \ln(2)}{z_{min}} \quad (5.32)$$

$$\tilde{t}_{max, fou} = \frac{\alpha * n_{heure}}{r_b^2} \quad (5.33)$$

$$\tilde{t}_{max} = \max(\tilde{t}_{max, fou}, \tilde{t}_{max, gav-ste}) \quad (5.34)$$

$$\tilde{t}_{min, gav-ste} = \frac{\ln(2)}{z_{max}} \quad (5.35)$$

$$\tilde{t}_{min, fou} = \frac{\alpha}{r_b^2} \quad (5.36)$$



$$\tilde{t}_{min} = \min(\tilde{t}_{min,fou}, \tilde{t}_{min,gav-ste}) \quad (5.37)$$

La valeur de  $z$  est définie par la plage de temps adimensionnel entre  $\tilde{t}_{min}$  et  $\tilde{t}_{max}$ . Le nombre de valeurs de  $z$  sur cette plage est déterminé à l'aide de la méthode suivante :

$$z = \frac{x}{c(1-x)} \quad (5.38)$$

$$x_{max} = \frac{cZ_{max}}{1 + cZ_{max}} \quad (5.39)$$

Dans cette formule, le  $z_{max} = 50$  et  $c = 0.75$  ont été déterminés comme les valeurs optimales suite à une série d'itérations. Les valeurs de  $x$  sont dans la plage  $0 \leq x \leq x_{max}$ . Le nombre de valeurs dans cette plage est fixé à 500. Cette valeur peut être modifiée pour ajuster le niveau de précision du modèle. Par contre, le temps de calcul augmentera linéairement. La distribution des mailles  $z$  prend alors l'allure d'une courbe exponentielle. En effet, il y a beaucoup de valeurs de cette fonction pour les premières intervalles et très peu pour les dernières. La figure suivante présente une distribution des valeurs de  $z$ .

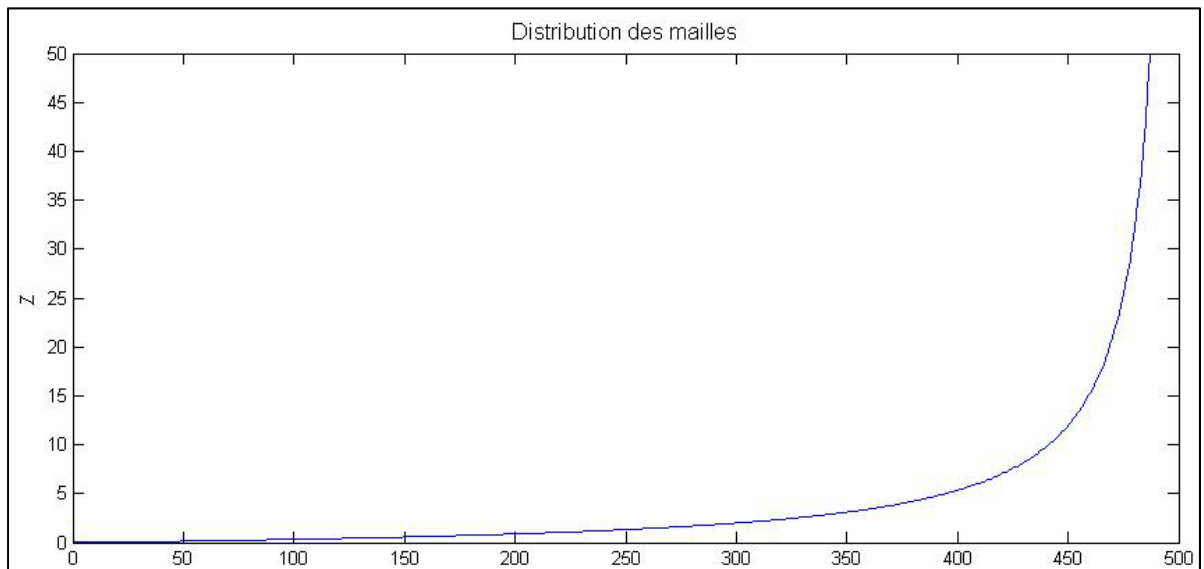
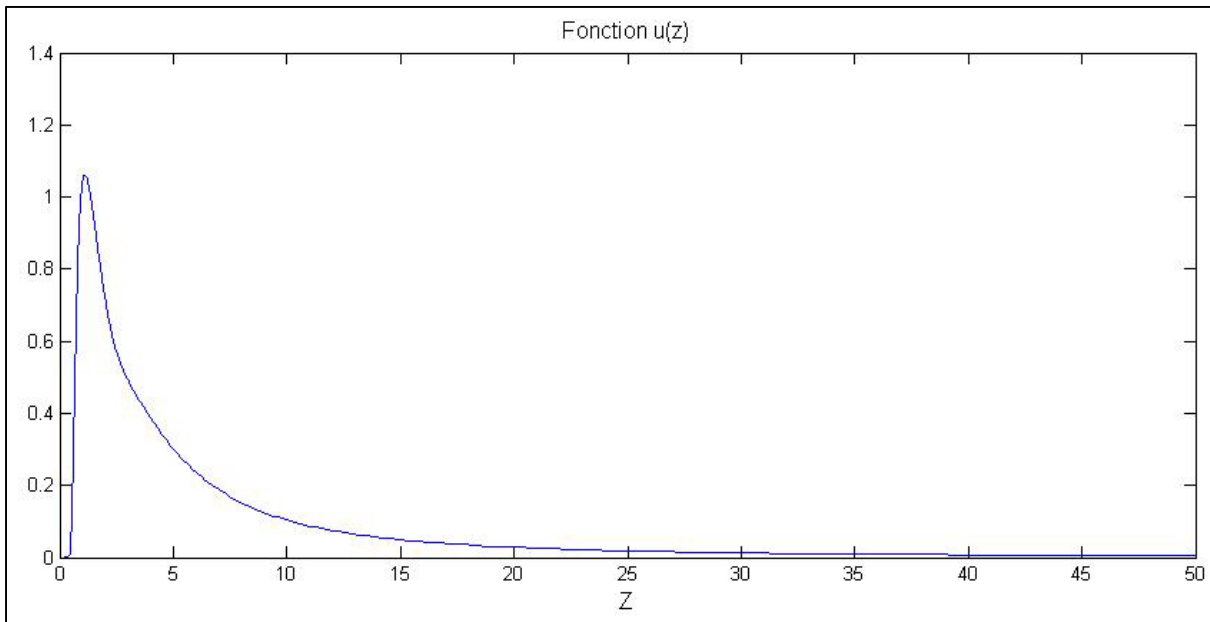


Figure 5.1 Distribution des mailles

À partir du maillage ci-haut, la fonction de  $u(z)$  est représentée par l'équation (5.17) . Il est possible de constater qu'il y a une forte variation pour les premières mailles. Pour les mailles à  $z > 20$ , le résultat de la fonction tend vers 0.



À la Figure 5.2, on remarque que la fonction  $u(z)$  fluctue beaucoup pour les premières valeurs de  $Z$ . Tel que discuté pour la distribution des valeurs de  $Z$ , il est préférable d'avoir un grand nombre de valeurs pour celles représentant  $z < 15$ . En ayant une telle distribution, il est plus facile de se rapprocher des valeurs réelles de cette fonction.

#### 5.4 Fonction $g$ de Lamarche et al.

Lamarche et al. (2006) proposent une méthode de calcul analytique afin d'obtenir une valeur de la fonction  $g$ , contrairement aux fonctions  $g$  d'Eskilson (1987), qui se présente sous forme graphique. La méthode analytique de Lamarche et al. (2006) est présentée par l'équation (5.40).

$$g\left(t/t_s, r_b/H\right) = \int_{\beta}^{\sqrt{\beta^2+1}} \frac{\operatorname{erfc}(\gamma z)}{\sqrt{z^2 - \beta^2}} dz - D_A - \int_{\sqrt{\beta^2+1}}^{\sqrt{\beta^2+4}} \frac{\operatorname{erfc}(\gamma z)}{\sqrt{z^2 - \beta^2}} dz - D_B \quad (5.40)$$

ou

$$D_A = \sqrt{\beta^2 + 1} \operatorname{erfc}(\gamma\sqrt{\beta^2 + 1}) - \beta \operatorname{erfc}(\gamma\beta) - \frac{e^{-\gamma^2(\beta^2+1)} - e^{-\gamma^2\beta^2}}{\gamma\sqrt{\pi}} \quad (5.41)$$

et

$$\begin{aligned} D_B = & \sqrt{\beta^2 + 1} \operatorname{erfc}(\gamma\sqrt{\beta^2 + 1}) \\ & - 0.5 \left[ \beta \operatorname{erfc}(\gamma\beta) + \sqrt{\beta^2 + 4} \operatorname{erfc}(\gamma\sqrt{\beta^2 + 4}) \right] \\ & - \frac{e^{-\gamma^2(\beta^2+1)} - 0.5[e^{-\gamma^2\beta^2} + e^{-\gamma^2(\beta^2+4)}]}{\gamma\sqrt{\pi}} \end{aligned} \quad (5.42)$$

Dans ces équations,  $\gamma = \frac{3}{2\sqrt{t/t_s}}$  et  $\beta = r_b/H$ . La fonction  $g$  présentée par l'expression

(5.40) ne calcule pas l'interférence thermique entre les puits. Cette interférence est calculée pour un puits en faisant la sommation de la fonction  $g$  pour tous les puits avoisinants.

## 5.5 Description de l'algorithme de calcul

L'algorithme de calcul permet d'obtenir la température à la sortie d'un puits géothermique avec un pas de temps variable. La simulation du comportement du puits tient compte d'une géométrie variable des puits, d'une conductivité thermique et d'une diffusité thermique selon le type de sol, du type de coulis, du pas de temps et de la durée de simulation, en plus de prendre en considération l'impact de la pompe et du comportement de la thermopompe. Au niveau de la configuration du puits, il permet de déterminer la résistance thermique d'un puits symétrique à un tube en U.

Le modèle détermine la température du fluide à la sortie du puits. De plus, il permet de calculer le nombre de puits ou la longueur de puits nécessaire en fixant la température à l'entrée de la thermopompe. Ainsi, la conception d'un champ géothermique peut être faite en connaissant la charge horaire du bâtiment ou la charge injectée dans les puits. L'architecture de l'algorithme de calcul suit le principe de la figure suivante :

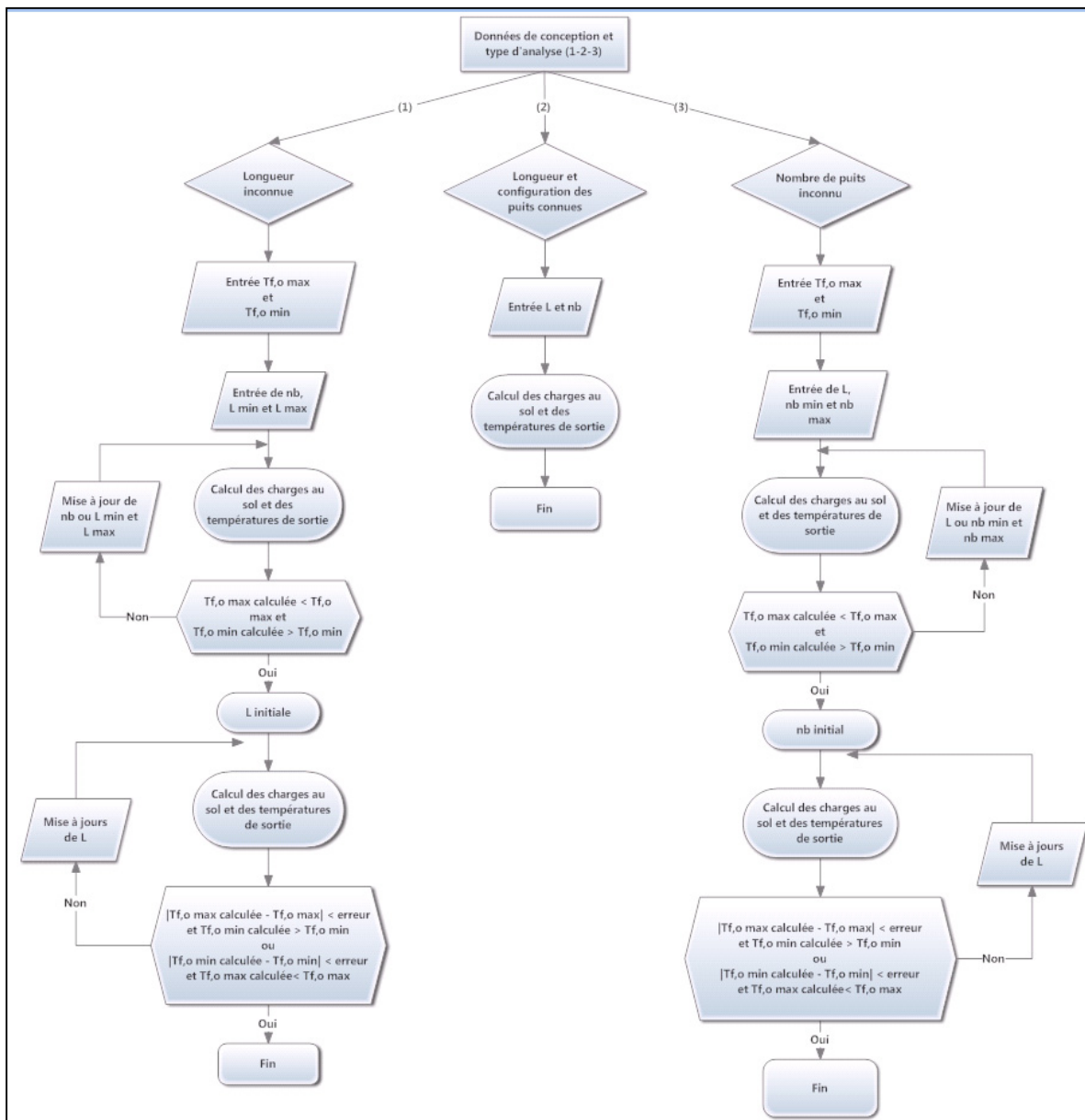


Figure 5.3 Diagramme de principe de l'algorithme de calcul

De plus, l'utilisateur doit utiliser une thermopompe dans la librairie ou en ajouter une selon la procédure présentée à l'ANNEXE I.

Tel que présenté à la Figure 5.3, l'algorithme est séparé en trois sections distinctes, soit pour calculer la température du fluide à la sortie du puits, la profondeur des puits ou le nombre de puits nécessaires. Dans le premier scénario, la simulation peut être exécutée en entrant les coordonnées x et y des puits dans le champ géothermique et en ajoutant la profondeur des puits.

Dans le second scénario, l'utilisateur entre la configuration du champ géothermique, la température minimale et maximale du fluide à la sortie, ainsi que la profondeur minimale et maximale des puits. Le modèle fait une série d'itérations pour respecter les bornes de température fixées. Si la profondeur des puits est à l'extérieur des bornes fixées initialement, un message d'erreur sera affiché et l'utilisateur devra modifier les bornes ou changer la configuration du champ géothermique. La profondeur est déterminée avec une erreur de 0.1°C pour éviter d'augmenter inutilement le nombre d'itérations et le temps de calcul. Dans le dernier scénario, l'utilisateur entre la profondeur des puits, la température minimale et maximale du fluide à la sortie, la distance entre les puits, le nombre de puits minimums et maximums. Le modèle exécute une boucle itérative jusqu'à temps que la température du fluide à la sortie se trouve à l'intérieur de la plage. Pour cette option, la configuration du champ géothermique est de forme carrée.

La pompe circulatoire a un impact sur l'efficacité du système. En effet, lorsqu'elle est mise en fonction, cette dernière entraîne des pertes par friction au niveau de l'arbre de transmission. Ces pertes se transforment en chaleur qui est transférée au fluide caloporteur. De plus, le fluide circulant dans la boucle entraîne aussi une augmentation de la température due à la friction du fluide sur les parois de la tuyauterie. La charge supplémentaire du fluide causée par la circulation de ce dernier dans le CG est donnée par l'expression suivante :

$$q_{po} = \frac{\dot{m}_f * g * \Delta P}{\eta_{po}} \quad (5.43)$$

La charge de chaleur occasionnée pour la circulation du fluide dépend du débit massique, des pertes de pression et du rendement de la pompe au niveau de la roue. Dans ce dernier paramètre, il est important de ne pas inclure l'efficacité du moteur électrique, car cette chaleur n'est pas transférée au fluide, mais à l'air ambiant. Ce gain de chaleur est bénéfique pour le système durant la période de chauffage, mais engendre une augmentation de la charge durant la période de refroidissement.

Au niveau de la thermopompe, un gain de chaleur est occasionné par le cycle frigorifique de la thermopompe. Le rendement du système dépend de plusieurs paramètres tels que la température du fluide côté source et charge, du débit massique des deux côtés, ainsi que de la charge même. Afin de calibrer le modèle selon les thermopompes, un modèle de régression quadratique couplé à une régression linéaire est utilisé. En effet, la régression quadratique permet de modifier le COP selon la température du fluide lors du dernier pas de temps, alors que la régression linéaire permet d'ajuster le modèle selon le débit massique du côté de source. Le modèle de régression est présenté plus exhaustivement à l'ANNEXE I. Le gain de chaleur entraîné par la thermopompe est déterminé par l'équation suivante :

$$q_{tp}(hr) = \left| \frac{q_h(hr)}{COP(hr)} \right| \quad (5.44)$$

Dans cette dernière équation, le COP est calculé à partir des équations de la thermopompe et le mode d'opération (chauffage ou climatisation). La chaleur injectée/rejetée dans le sol est calculée à partir de l'expression suivante en ajoutant l'impact de la thermopompe ( $q_{tp}$ ) et de l'apport de chaleur de la pompe ( $q_{po}$ ).

$$q_b(hr) = q_h(hr) - q_{tp}(hr) - q_{po} \quad (5.45)$$

Dans cette dernière équation, la charge horaire  $q_h(hr)$  est positive en mode chauffage et négative en mode climatisation. Au niveau de  $q_b(hr)$ , la valeur est positive quand la chaleur est rejetée du puits et négative quand de la chaleur est injectée dans celui-ci. Par la suite, il est possible de déterminer la température du fluide à la sortie du puits à l'aide des équations (3.2) et (3.3).

Dans ce chapitre, la théorie du modèle provenant de la méthode de Lamarche et Beauchamp (2007) a été présentée. Le calcul de la fonction  $g$  utilisée dans l'algorithme a également été abordé. Finalement, l'architecture de l'algorithme ainsi que la méthode de calcul pour l'ajustement des gains de chaleur causés par la thermopompe et la pompe ont été exposés. Dans la prochaine section, le modèle développé sera comparé aux logiciels et aux méthodes communément utilisées.





## CHAPITRE 6

### VALIDATION DU MODÈLE

Dans cette partie, le modèle présenté au chapitre précédent sera comparé aux logiciels communément utilisés par les professionnels montrés au CHAPITRE 4, ainsi qu'à la méthode de l'ASHRAE. Premièrement, les quatre logiciels et le modèle développé seront comparés sur une base commune. Par la suite, des tests seront effectués pour quelques logiciels, afin de déterminer les paramètres qui causent des différences entre la méthode de Lamarche et al. (2007) et ces logiciels. Le modèle développé à partir de la méthode Lamarche et al. et le logiciel TRNSYS seront alors soumis à une charge constante en échelon, afin de valider l'impact thermique à long terme d'une charge dans un champ géothermique. Finalement, la conception d'un système géothermique sera réalisée à partir des charges de chauffage et de refroidissement d'une succursale de la banque nationale située à Laval, et ce, avec les logiciels énumérés ci-haut.

#### 6.1 Résultat du modèle

Afin de valider le modèle, une série de dix tests ont été effectués afin de comparer les résultats à ceux des outils de dimensionnement, tels que GS2000, TRNSYS, GLD et de EED, ainsi qu'avec la méthode de l'ASHRAE.

Les tests ont été effectués par rapport à différentes configurations. Une première configuration a d'abord été réalisée. Les scénarios suivants diffèrent d'un paramètre afin d'identifier les facteurs qui ont un impact. Étant donné que l'entrée de données est différente pour les logiciels, quelques tests n'ont pu être effectués. Dans le tableau suivant, le scénario initial est présenté.

Tableau 6.1 Scénario initial

Propriétés	Valeur
<b>Temps de la simulation (années)</b>	25
<b>Température initiale du sol (°C)</b>	10
<b>Rayon intérieur de la tuyauterie (m)</b>	0.0137
<b>Rayon extérieur de la tuyauterie (m)</b>	0.0167
<b>Conductivité thermique de la tuyauterie (W/m*K)</b>	0.391
<b>Diamètre du puits (m)</b>	0,2
<b>Distance entre la tuyauterie dans le puits (m)</b>	0.09
<b>Conductivité thermique du sol (W/m*K)</b>	1.5
<b>Diffusité thermique du sol (m<sup>2</sup>/h)</b>	0.002592
<b>Conductivité thermique du coulis (W/m*K)</b>	0.6
<b>Distance entre les puits (m)</b>	6
<b>Nombre de puits</b>	9
<b>Configuration du champ géothermique</b>	carré
<b>Température maximale du fluide (°C)</b>	25
<b>Température minimale du fluide (°C)</b>	2
<b>Débit massique du fluide dans la tuyauterie (gpm/ton)</b>	3

Le scénario initial représente un système géothermique standard dans un sol ayant une conductivité et une diffusité moyenne. Un champ de neuf puits est proposé afin d'obtenir l'impact de l'interférence thermique entre les puits selon le modèle utilisé. La température maximale et minimale du fluide suit les critères de l'ASHRAE. De plus, un débit standard de trois gallons par minute, par tonne de réfrigération est utilisé. Pour les autres tests, le scénario précédent est employé en modifiant seulement un paramètre. Ceux-ci sont présentés dans le tableau suivant.

Tableau 6.2 Autres scénarios

Tests	Propriétés modifiées	Valeur
<b>Test 1</b>	Diamètre de puits (m)	0.1
<b>Test 2</b>	Distance entre la tuyauterie dans le puits (m)	0,15
<b>Test 3</b>	Conductivité thermique du sol (W/m*K)	3,4
	Diffusité thermique du sol (m <sup>2</sup> /h)	0,003528
<b>Test 4</b>	Conductivité thermique du sol (W/m*K)	1.3
	Diffusité thermique du sol (m <sup>2</sup> /h)	0.002016
<b>Test 5</b>	Conductivité thermique du coulis (W/m*K)	0,8
<b>Test 6</b>	Distance entre les puits (m)	3
<b>Test 7</b>	Nombre de puits	6
<b>Test 8</b>	Configuration	L (4*6)
<b>Test 9</b>	Configuration	Ligne (1*9)

Le modèle développé a été comparé par rapport à la longueur de puits obtenue par les logiciels, et ce, afin de respecter une température du fluide à la sortie du puits géothermique qui oscille entre 2°C et 25 °C. La thermopompe utilisée pour ces tests provient de la compagnie WaterFurnace, modèle Envision NLH080.

Pour chaque test, la charge de chauffage et de refroidissement dans les puits est définie selon les équations développées par Pinel (2003). Les équations sont présentées à l'ANNEXE II et les coefficients utilisés pour les tests ci-haut sont présentés dans le Tableau 6.3.

Tableau 6.3 Coefficient pour établir le profil de charge annuel

Coefficient	A	B	C	D	E	F	G
<b>Valeur</b>	10 000	1000	80	0.05	0.95	4/3	2190

Le profil de la charge, présenté à la figure suivante, correspond à un système où les charges en refroidissement sont dominantes.

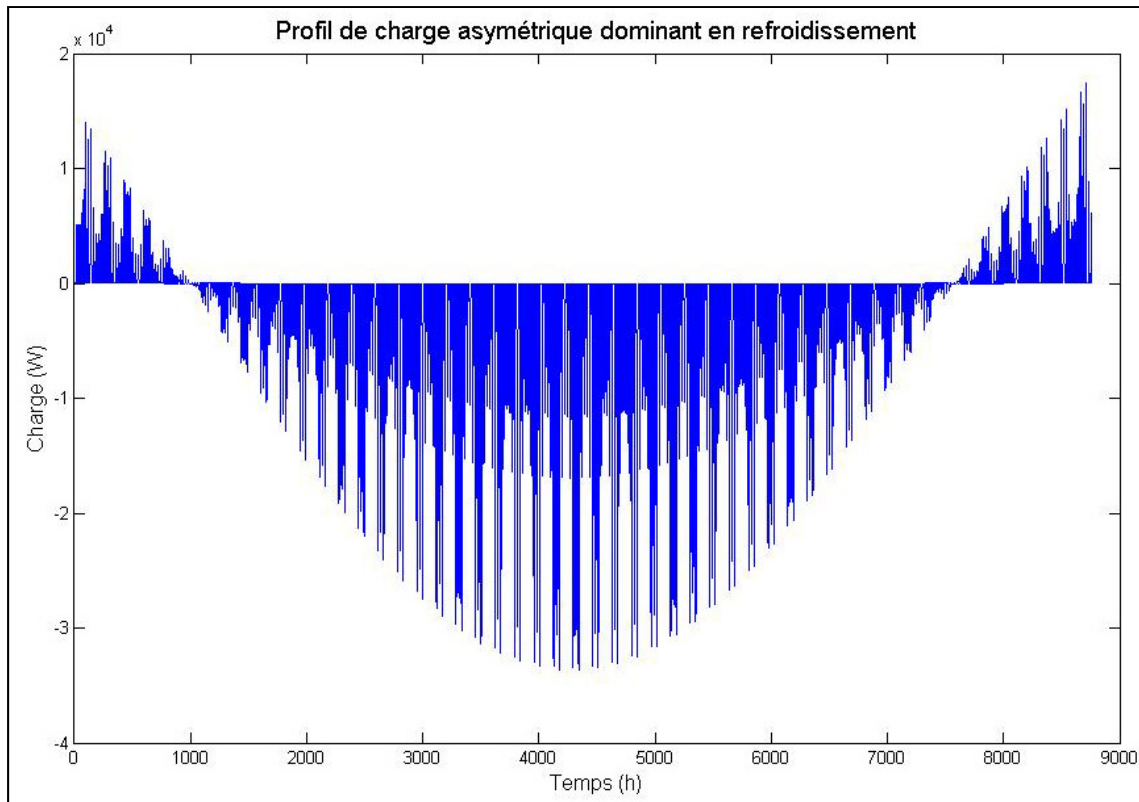


Figure 6.1 Profil de charge

Le profil ci-haut représente la demande à l'échangeur du côté de la charge. Afin de comparer les modèles avec la même injection/rejet de chaleur dans le sol, la charge dans les modèles inclue l'impact de la thermopompe et de la pompe. En utilisant cette charge, on compare uniquement la différence entre l'algorithme de calcul pour un champ géothermique. Les différences causées par l'utilisation de COP variable ou fixe sont donc évitées. La charge dans le sol a été calculée à l'aide du modèle développé et exportée vers les autres méthodes. Au niveau de la résistance thermique du puits, le Tableau 6.4 présente les résultats des différents algorithmes en considérant la même résistance. Le Tableau 6.5 présente les résultats selon la résistance thermique du puits calculé par le logiciel respectif. Étant donné qu'il n'est pas possible de modifier manuellement ce paramètre dans GS2000, aucun résultat n'est présenté dans le tableau Tableau 6.4 pour cet algorithme.

Le logiciel GS2000 ne permet pas de faire les tests 5,8 et 9, car les valeurs proposées par le logiciel pour la conductivité thermique du coulis n'ont pu être identifiées, et il est impossible de faire la configuration de champ géothermique proposé par les tests 8 et 9. Le logiciel TRNSYS et la méthode de calcul de l'ASHRAE admettent une configuration de champ géothermique cylindrique pour la première méthode et de type rectangulaire pour la seconde. Au niveau des charges, elles correspondent à celles injectées dans le sol, c'est-à-dire les charges incluent l'effet du COP et elles sont identiques pour un même test peu importe le logiciel utilisé. Les résultats des tests présentés préalablement sont exposés dans les tableaux suivants.

Tableau 6.4 Dimensionnement des puits avec différents outils en considérant la même résistance thermique de puits

Tests	Résistance thermique (W/m*K)	Modèle développé (m)	EED (m)	TRNSYS (m)	ASHRAE (m)	GLD (m)
<b>Test initial</b>	0.3032	1212.3	1229	1269	1101.4	1104
<b>Test 1</b>	0.0597	850.5	813.1	855	700.8	716
<b>Test 2</b>	0.2131	1001.7	1017	1062	907.2	910.7
<b>Test 3</b>	0.2984	913.5	927.3	936	854.3	856.5
<b>Test 4</b>	0.3039	1250.1	1271.3	1332	1143.3	1141.1
<b>Test 5</b>	0.2410	1075.5	1083.4	1125	967.2	970.8
<b>Test 6</b>	0.3051	1354.5	1352.2	1395	1339.2	1423.6
<b>Test 7</b>	0.301	1144.2	1169.7	1212	1077.3	1079.2
<b>Test 8</b>	0.3022	1142.1	1164.7	-	-	1071.5
<b>Test 9</b>	0.3021	1128.6	1151.3	-	1099.1	1068.8

Tableau 6.5 Dimensionnement des puits avec différents outils avec la résistance thermique de puits déterminé par le logiciel

Tests	Modèle développé (m)	GS2000 (m)	EED (m)	TRNSYS (m)	ASHRAE (m)	GLD (m)
<b>Test initial</b>	1212.3	569.5	1224	1269	1098.2	1190
<b>Test 1</b>	850.5	535.3	817.2	855	695.3	964.8
<b>Test 2</b>	1001.7	575.8	1011.6	1062	905	905.7
<b>Test 3</b>	913.5	318.3	921.6	936	852.8	952.8
<b>Test 4</b>	1250.1	608.7	1266.3	1332	1140.2	1224.5
<b>Test 5</b>	1075.5	-	1080.9	1125	964.1	1038
<b>Test 6</b>	1354.5	804.3	1346.4	1395	1339.7	1503.9
<b>Test 7</b>	1144.2	517.9	1164.6	1212	1075.5	1169.1
<b>Test 8</b>	1142.1	-	1159.7	-	-	1161.3
<b>Test 9</b>	1128.6	-	1145.7	-	1098.2	1158.9

Ensuite, le pourcentage d'écart entre les logiciels est calculé à l'aide de l'expression suivante :

$$\% \text{écart} = \frac{|L_{\text{Modèle développé}} - L_{\text{outil}}|}{L_{\text{Modèle développé}}} \quad (6.1)$$

Les pourcentages d'écart pour les résultats présentés dans le Tableau 6.6 et Tableau 6.7 sont proposés dans le tableau suivant :

Tableau 6.6 Pourcentage d'écart pour les différents scénarios en considérant la même résistance thermique de puits

Tests	EED	TRNSYS	ASHRAE	GLD
<b>Test initial</b>	-1.38%	-4.68%	9.15%	8.93%
<b>Test 1</b>	4.40%	-0.53%	17.60%	15.81%
<b>Test 2</b>	-1.53%	-6.02%	9.43%	9.08%
<b>Test 3</b>	-1.51%	-2.46%	6.48%	6.24%
<b>Test 4</b>	-1.70%	-6.55%	8.54%	8.72%
<b>Test 5</b>	-0.73%	-4.60%	10.07%	9.74%
<b>Test 6</b>	0.17%	-2.99%	1.13%	-5.10%
<b>Test 7</b>	-2.23%	-5.93%	5.85%	5.68%
<b>Test 8</b>	-1.98%	-	-	6.18%
<b>Test 9</b>	-2.01%	-	2.61%	5.30%

Dans les Tableau 6.4 et Tableau 6.6, les simulations ont été effectués en conservant la même valeur de résistance de puits. Dans les tableaux ci-haut, il est possible de remarquer que l'écart entre le modèle développé et les logiciels TRNSYS et EED est faible. Par contre, la différence avec la méthode de l'ASHRAE et GLD est un peu plus élevée. Les résultats avec ces logiciels se rapprochent l'un de l'autre, car GLD utilise la méthode de l'ASHRAE comme algorithme de calcul. De plus, avec ces derniers logiciels, il est possible de constater que plus la résistance thermique de puits est faible, plus la différence avec le modèle développé est élevée.

Tableau 6.7 Pourcentage d'écart pour les différents scénarios avec la résistance thermique de puits déterminé par le logiciel

Tests	GS2000	EED	TRNSYS	ASHRAE	GLD
<b>Test initial</b>	53.02%	-0.97%	-4.68%	9.41%	1.84%
<b>Test 1</b>	37.06%	3.92%	-0.53%	18.25%	-13.44%
<b>Test 2</b>	42.52%	-0.99%	-6.02%	9.65%	9.58%
<b>Test 3</b>	65.16%	-0.89%	-2.46%	6.64%	-4.30%
<b>Test 4</b>	51.31%	-1.30%	-6.55%	8.79%	2.05%
<b>Test 5</b>	-	-0.50%	-4.60%	10.36%	3.49%
<b>Test 6</b>	40.62%	0.60%	-2.99%	1.09%	-11.03%
<b>Test 7</b>	54.74%	-1.78%	-5.93%	6.00%	-2.18%
<b>Test 8</b>	-	-1.54%	-	-	-1.68%
<b>Test 9</b>	-	-1.52%	-	2.69%	-2.68%

Dans les tableaux Tableau 6.5 et Tableau 6.7, on remarque que GS2000 et la méthode de l'ASHRAE semblent sous-dimensionner la profondeur des puits en comparaison aux autres logiciels. Avec le logiciel de dimensionnement GS2000, la différence de profondeur entre les tests 2 et 3 a un impact plus marqué qu'avec les autres modèles. Il utilise une valeur moyenne de la charge, ce qui peut se traduire par une sous-évaluation de la profondeur nécessaire. En effet, lorsqu'on considère un système ayant une charge avec des pointes élevées, et un autre ayant la même charge moyenne mais où le système a des pointes faibles, il est normal de penser que le comportement du CG ne sera pas le même. Ce logiciel admet une période de simulation de un ou dix ans. Les scénarios ont été analysés sur une période de dix ans.

EED base la simulation à la fois sur la charge moyenne et sur la pointe maximale et minimale pour une période déterminée par l'utilisateur. Il tient compte de l'interférence thermique entre les puits et de la distance entre ceux-ci. En comparant le test initial et les tests 8 et 9, il est possible de constater que la profondeur à la même différence que le modèle développé. La fonction g utilisée dans le modèle développé est la même que celle dans EED. De plus, la différence de profondeur entre EED et le modèle développé est négligeable. Le pourcentage



d'écart pour ce logiciel varie entre 0.5% et 3.9%. Le calcul de la résistance thermique entre les deux logiciels est différent. En effet, EED utilise la méthode des multi-pôles, alors que la méthode présentée effectue ses calculs avec la méthode de Hellström (1989).

Au niveau du logiciel TRNSYS, la profondeur des puits est légèrement supérieure aux résultats obtenus avec le modèle développé. Les deux algorithmes de calcul utilisent la même méthode afin de déterminer la résistance thermique du puits géothermique, soit celle de Hellström (1989). La différence se trouve au niveau du calcul du comportement thermique du sol soumis à une charge de chaleur. Le modèle développé prévoit le comportement thermique à l'aide de la fonction  $g$  d'Eskilson, alors que TRNSYS utilise plutôt une méthode par éléments finis. De plus, l'organisation des puits dans le champ géothermique est de forme cylindrique et ne peut être modifiée. Le pourcentage d'écart entre ces deux logiciels oscille entre 0.5% et 6.6%.

Il y a une plus grande variation des écarts entre le modèle développé et le logiciel GLD. Ce dernier a tendance à surévaluer la profondeur des puits, malgré que quelques tests sous-évaluent cette profondeur. La différence semble plus marquée pour les sols très conducteurs et les configurations de champs géothermiques où il y a plus d'interférences thermiques entre les puits. GLD utilise la méthode de Paul (1996) pour déterminer la résistance thermique de puits, alors que le modèle développé utilise celle d'Hellström (1989). La méthode de Paul (1996) surévalue la résistance thermique de puits par rapport à celle utilisée. Cette différence peut expliquer, en partie, la différence entre les tests.

Suite aux comparaisons entre les tests effectués, EED et TRNSYS se rapprochent beaucoup de la profondeur obtenue à l'aide du modèle développé à partir de la méthode de Lamarche et al.. Par contre, de grandes différences ont été obtenues avec les logiciels GS2000 et des différences un peu plus faibles ont été constatées avec la méthode de l'ASHRAE et GLD. Dans la prochaine section, d'autres comparaisons seront faites avec le logiciel TRNSYS et EED afin d'identifier les facteurs qui peuvent créer des différences.

## 6.2 Comparaison avec les logiciels existants

Dans cette section, plusieurs autres simulations ont été faites en changeant des paramètres de calcul. Ces autres simulations permettront d'identifier les causes qui engendrent des différences entre le modèle développé et les logiciels EED et TRNSYS.

### 6.2.1 Comparaison entre le modèle développé et EED

Afin d'identifier les facteurs qui causent des différences entre le modèle et l'algorithme de calcul du logiciel EED, ainsi que l'influence de COP et EER fixes, deux comparaisons ont été faites. La première consiste à utiliser le modèle développé en conservant un COP/EER variable selon la thermopompe, alors que dans la seconde implique que le COP/EER avec ce modèle est fixé à la valeur moyenne. La dernière simulation est faite avec le logiciel EED en conservant un COP/EER fixe. La thermopompe utilisée est de la compagnie WaterFurnace, modèle Envision 030, et le COP et le EER fixes sont respectivement de 3.8 et 21.1. Afin d'identifier les facteurs qui créés des différences, plusieurs tests ont été effectués. Le Tableau 6.8 présente le scénario initial pour les tests effectués.

Tableau 6.8 Scénario initial pour la comparaison entre le modèle développé et EED

Propriétés	Valeur
<b>Temps de la simulation (années)</b>	20
<b>Rayon intérieur de la tuyauterie (m)</b>	0.0137
<b>Rayon extérieur de la tuyauterie (m)</b>	0.0167
<b>Conductivité thermique de la tuyauterie (W/m*K)</b>	0.391
<b>Diamètre du puits (m)</b>	0,2
<b>Distance entre la tuyauterie dans le puits (m)</b>	0.09
<b>Conductivité thermique du sol (W/m*K)</b>	1.5
<b>Diffusité thermique du sol (m<sup>2</sup>/h)</b>	0.002592
<b>Conductivité thermique du coulis (W/m*K)</b>	0.6
<b>Nombre de puits</b>	1
<b>Température maximale du fluide (°C)</b>	25
<b>Température minimale du fluide (°C)</b>	2
<b>Débit massique du fluide dans la tuyauterie (gpm/ton)</b>	3

Au point de vue des charges, le profil de charges asymétriques dominantes en mode climatisation de Pinel (2003) est utilisé. Les tableaux suivants présentent les coefficients du profil de charge et les scénarios testés.

Tableau 6.9 Coefficient pour établir le profil de charge annuel

Coefficient	A	B	C	D	E	F	G
<b>Valeur</b>	2 000	1000	80	0.01	0.95	4/3	2190

Tableau 6.10 Longueur entre le modèle développé et EED

<b>Propriétés modifiées</b>	<b>Modèle développé</b>	<b>Modèle développé avec COP et EER fixes</b>	<b>EED avec COP et EER fixes</b>
	<b>(m)</b>	<b>(m)</b>	<b>(m)</b>
<b>Test initial</b>	199.4	195.5	201.6
<b>Nombre de puits (4) et distance entre les puits de 3 m</b>	224.5	221	227.2
<b>Diffusité thermique 0.001 m<sup>2</sup>/h</b>	181.4	179.3	183
<b>Diffusité thermique 0.004 m<sup>2</sup>/h</b>	208.1	205.3	211
<b>Conductivité du sol 1 W/m*K</b>	232.5	229.4	237.8
<b>Conductivité du sol 4 W/m*K</b>	157.6	155.6	156.5
<b>Diamètre de forage 0.11m</b>	141.5	138.7	135.8
<b>Diamètre de forage 0.15m</b>	175.1	172.9	176.4
<b>Conductivité du coulis 0.3 W/m*K</b>	311.1	305.6	310.7
<b>Conductivité du coulis 1 W/m*K</b>	154.3	150.6	157.6

Tableau 6.11 Pourcentage d'écart entre le modèle développé et EED

Propriétés modifiées	Modèle développé avec COP et EER fixes	EED avec COP et EER fixes
<b>Test initial</b>	1.96%	-1.10%
<b>Nombre de puits (4) et distance entre les puits de 3 m</b>	1.56%	-1.20%
<b>Diffusité thermique 0.001 m<sup>2</sup>/h</b>	1.16%	-0.88%
<b>Diffusité thermique 0.004 m<sup>2</sup>/h</b>	1.35%	-1.39%
<b>Conductivité du sol 1 W/m*K</b>	1.33%	-2.28%
<b>Conductivité du sol 4 W/m*K</b>	1.27%	0.70%
<b>Diamètre de forage 0.15m</b>	1.98%	4.03%
<b>Diamètre de forage 0.3m</b>	1.26%	-0.74%
<b>Conductivité du coulis 0.3 W/m*K</b>	1.77%	0.13%
<b>Conductivité du coulis 1 W/m*K</b>	2.40%	-2.14%

La différence entre le modèle développé et une évaluation avec un COP/EER fixes semble occasionner un faible sous-dimensionnement de la longueur totale des puits. En effet, pour les scénarios ci-haut, la différence de profondeur oscille entre 1.16% et 2.4%. Avec le logiciel EED, en conservant la même valeur de résistance thermique du puits, la profondeur de puits est surévaluée et sous-évaluée selon le scénario, et ce, par rapport au modèle développé. Cette différence oscille entre -2.28% et 4.03%. Lorsque la conductivité thermique du coulis est plus élevée, l'impact du COP/EER semble également plus élevé. De plus, le diamètre de forage cause une différence significative entre le modèle développé avec un COP variable par rapport à l'évaluation avec le logiciel EED.

### 6.2.2 Comparaison entre le modèle développé et TRNSYS

Par la suite, l'algorithme de calcul développé a été comparé au logiciel TRNSYS. Tel que présenté à la section 2.2.4, l'algorithme de calcul utilisé dans TRNSYS ne permet pas de positionner les puits dans le champ géothermique. Le logiciel organise les puits dans un volume fini d'une forme cylindrique qui est déterminé à l'aide de l'équation (2.37). Afin de valider l'impact de ce volume, deux simulations comparatives ont été effectuées. Les deux configurations du champ géothermique sont respectivement de un et sept puits. La résistance thermique du puits et la charge injectée est la même pour le modèle développé et celui de TRNSYS, permettant ainsi d'obtenir uniquement l'impact du transfert de chaleur dans le champ géothermique et l'impact de l'interférence thermique. De plus, la configuration du champ géothermique du modèle développé est de forme circulaire pour avoir une conception qui se rapproche du volume défini par TRNSYS. La Figure 6.2 présente le positionnement des puits dans le modèle développé afin de respecter la forme cylindrique de TRNSYS.

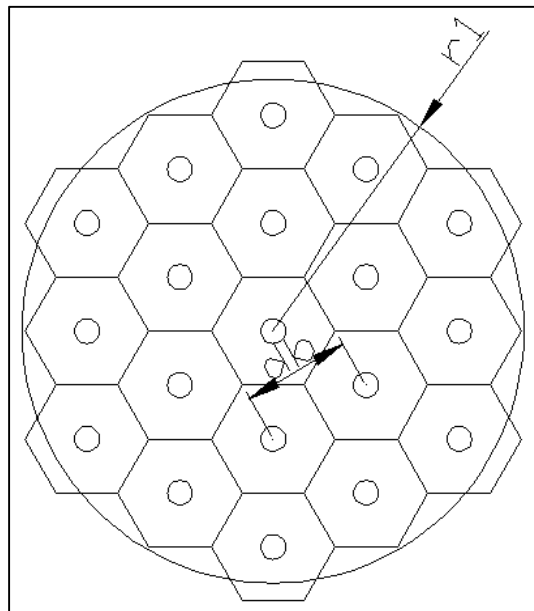


Figure 6.2 Configuration du champ géothermique dans TRNSYS

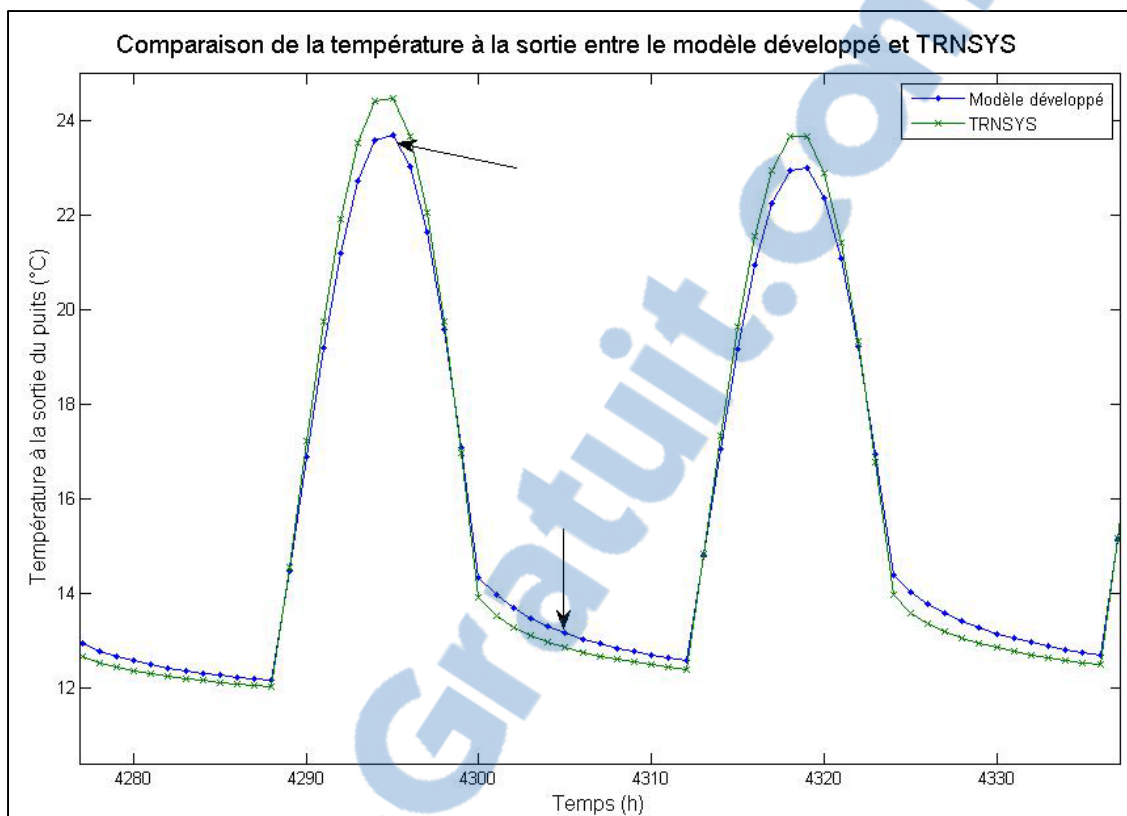


Figure 6.3 Température à la sortie des puits pour les deux modèles

Sur cette figure, il est possible de constater que l'amplitude de variation est plus élevée avec le modèle TRNSYS. Malgré le fait que le sol soit identique, le modèle TRNSYS semble moins bien dissiper la chaleur due à l'effet transitoire.

Par la suite, les tests avec les conditions du Tableau 6.8 et la charge asymétrique en refroidissement ont été effectués. La première comparaison a été faite pour le système à un puits sur une période de vingt-cinq ans. La différence moyenne entre les deux modèles est de  $0.201^{\circ}\text{C}$  et une différence maximale de  $0.836^{\circ}\text{C}$  a été calculée au niveau de la température du fluide à la sortie. Pour le système à sept puits, la différence moyenne de la température à la sortie du puits pour les deux modèles est de  $0.195^{\circ}\text{C}$ , et une différence maximale de  $0.91^{\circ}\text{C}$  est notée. La différence de température entre les deux algorithmes est faible pour les deux configurations. De plus, l'interférence thermique dans le champ géothermique est semblable pour le modèle développé et TRNSYS.

### **6.2.3 Comparaison entre TRNSYS et le modèle développé soumis à une charge constante**

Dans cette section, le modèle développé et le logiciel TRNSYS ont été soumis à une charge en échelon sur une période de vingt-cinq ans. Les simulations ont été faites pour plusieurs configurations dont un système à un puits, à neuf puits et à dix-neuf puits. Ces puits sont séparés par une distance de deux et six mètres. De plus, ils ont été faits avec deux types de sol, le premier étant sableux et humide à 5%, et dont la conductivité et la diffusivité est de 2.5 W/m\*K et 0.003024 m<sup>2</sup>/h respectivement; le second étant du granite dont la conductivité et la diffusivité est de 3.4 W/m\*K et 0.003528 m<sup>2</sup>/h respectivement. Pour le modèle développé, la configuration des puits dans le champ a été disposée selon une configuration rectangulaire et cylindrique. Pour les autres paramètres, il faut se référer au Tableau 6.1. Les figures suivantes présentent la température du fluide à la sortie du champ géothermique pour les deux algorithmes.



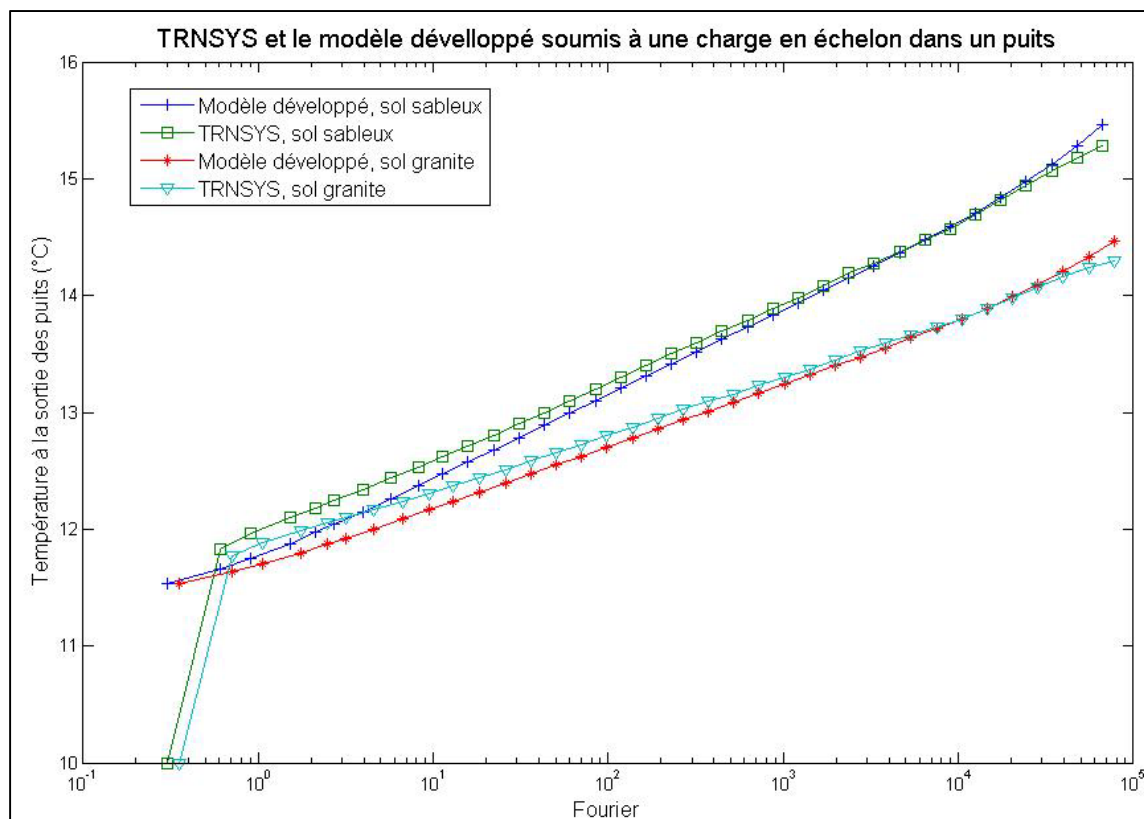


Figure 6.4 Système à un puits géothermique

La Figure 6.4 présente la température d'un système à un puits géothermique soumis à une charge constante en mode refroidissement de 1 500 W. Pour les premiers pas de temps, la température du fluide à la sortie est identique selon le modèle utilisé. Le type de sol ne semble pas avoir un impact sur la température du fluide à la sortie. Par contre, à long terme, les températures entre les modèles sont semblables alors que la température varie selon le type de sol. La différence entre les modèles pour les premiers temps de calcul est de 0.2 °C et très faible pour un temps plus élevé.

Par la suite, une charge de 13 500 W en mode refroidissement a été imposée à un champ de neufs puits dans deux types de sol différents, soit le granite et le sable. Afin de valider l'impact de l'interférence thermique entre les puits, les calculs ont été faits avec deux distances de puits soit de deux et six mètres. De plus, dans le modèle développé, deux configurations du champ géothermique ont été proposées. La première disposition est d'une

forme rectangulaire et la seconde est de forme cylindrique, et ce, dans le but de se rapprocher de la configuration de TRNSYS. Les deux figures suivantes présentent les résultats sur une période de vingt-cinq ans.

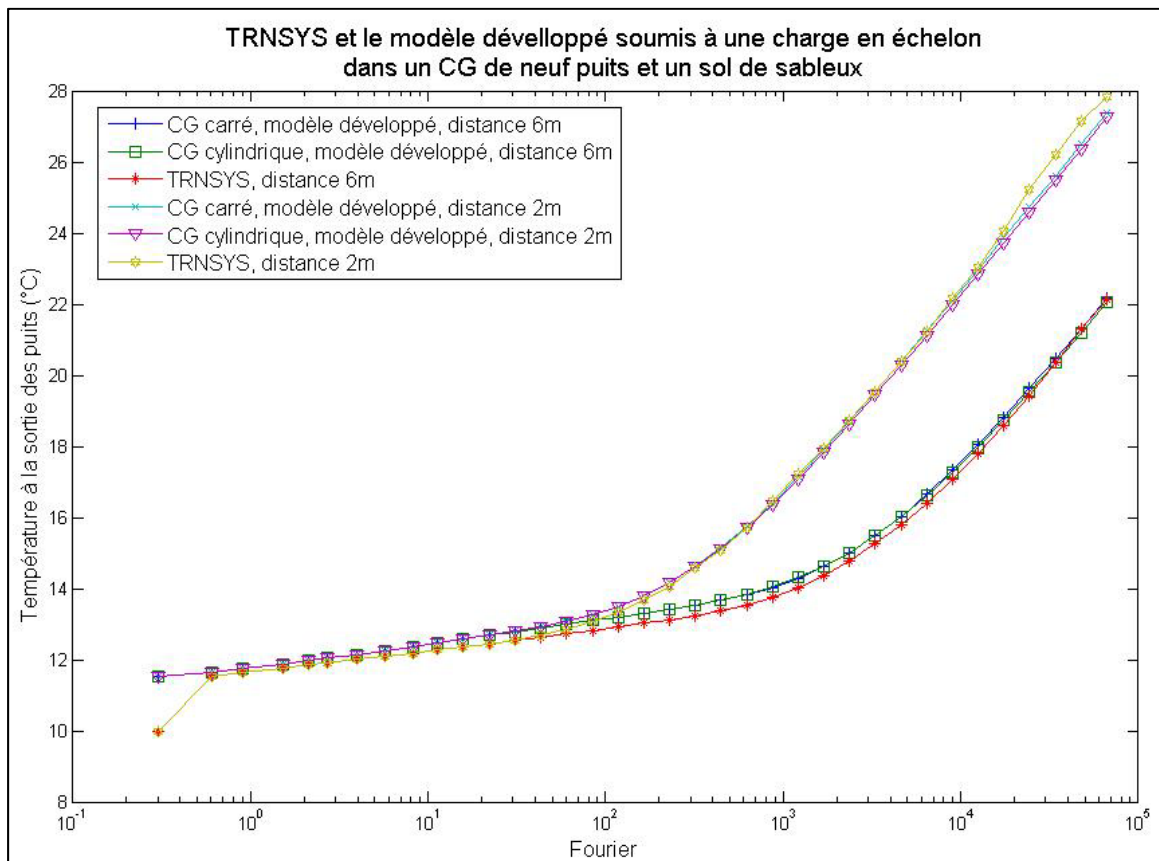


Figure 6.5 Température du fluide à la sortie pour un système à neuf puits dans un sol sableux

Pour Fourier  $< 20$ , la configuration du champ et la distance n'ont pas d'impact. La différence est au niveau du modèle utilisé. Les courbes pour les deux simulations avec TRNSYS sont superposées dans la partie inférieure, alors que les courbes du modèle développé sont superposées un peu au-dessus. La différence entre les deux modèles est d'environ  $0,15^{\circ}\text{C}$ . Par la suite, la température selon le type de sol se rapproche et les courbes des modèles se superposent. La différence selon le modèle utilisé est faible. Il est également possible de constater que la forme du champ n'a pas d'impact sur la température de sortie. Dans la

Figure 6.5, il appert que la distance entre les puits cause une différence entre les températures du fluide à la sortie pour Fourier  $> 20$ , et ce, pour les deux modèles.

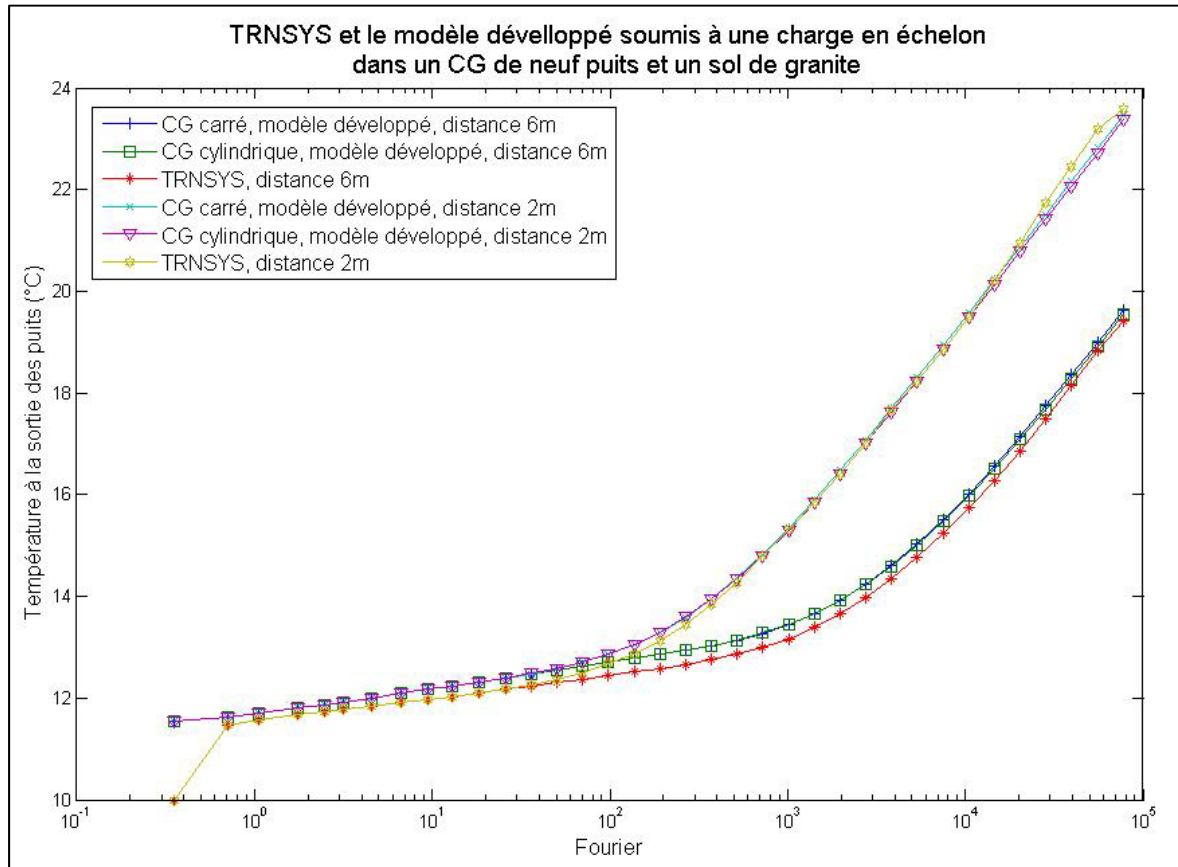


Figure 6.6 Température du fluide à la sortie pour un système à neuf puits dans un sol de granite

Sur cette dernière figure, il est possible de constater que la distance entre les puits et la configuration du champ géothermique ont le même impact que sur la Figure 6.5. Par contre, les températures du fluide sont inférieures car le sol est plus conducteur, sans oublier que la diffusité thermique est plus élevée.

Par la suite, une charge de 15 000 W a été injectée dans un champ géothermique composé de dix-neuf puits. Comme pour les simulations précédentes, des essais ont été faits pour des distances différentes ainsi que pour les deux types de sol. Les résultats sont présentés dans les figures suivantes.

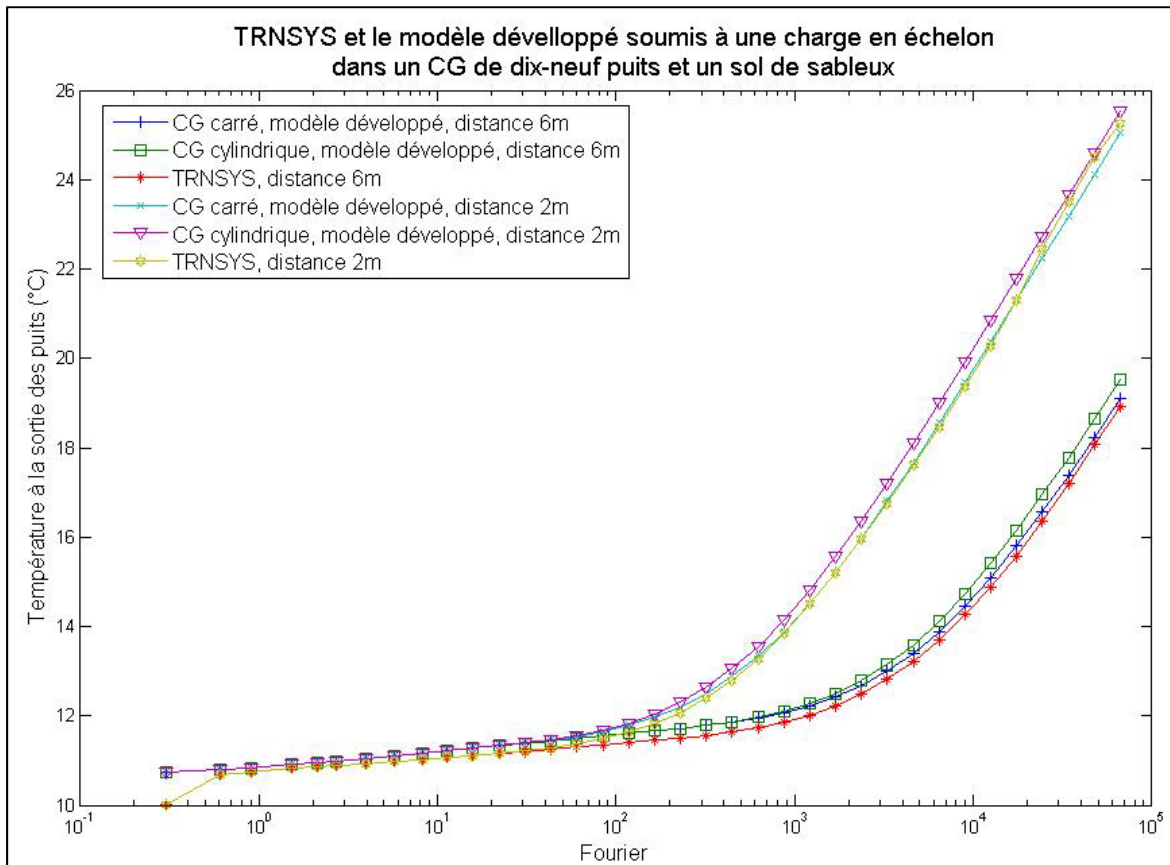


Figure 6.7 Température du fluide à la sortie pour un système à dix-neuf puits dans un sol sableux

À la Figure 6.7, pour les premiers pas de temps, la température du fluide à la sortie est superposée pour chacun des modèles, comme la configuration à neuf puits. La différence entre la configuration à neuf et dix-neuf puits est pour un temps supérieur à cent heures. Dans un système à neuf puits, l'allure des courbes du champ cylindrique et rectangulaire était semblable, alors que dans ce cas-ci, la configuration du champ a un impact. La température du fluide à la sortie pour un CG cylindrique est plus élevée. Pour les puits distancés de six mètres, l'évaluation de la température par TRNSYS est inférieure par rapport à celle du modèle développé. Pour un espacement de deux mètres, toutefois, l'évaluation de TRNSYS oscille autour de la configuration rectangulaire du modèle développé.

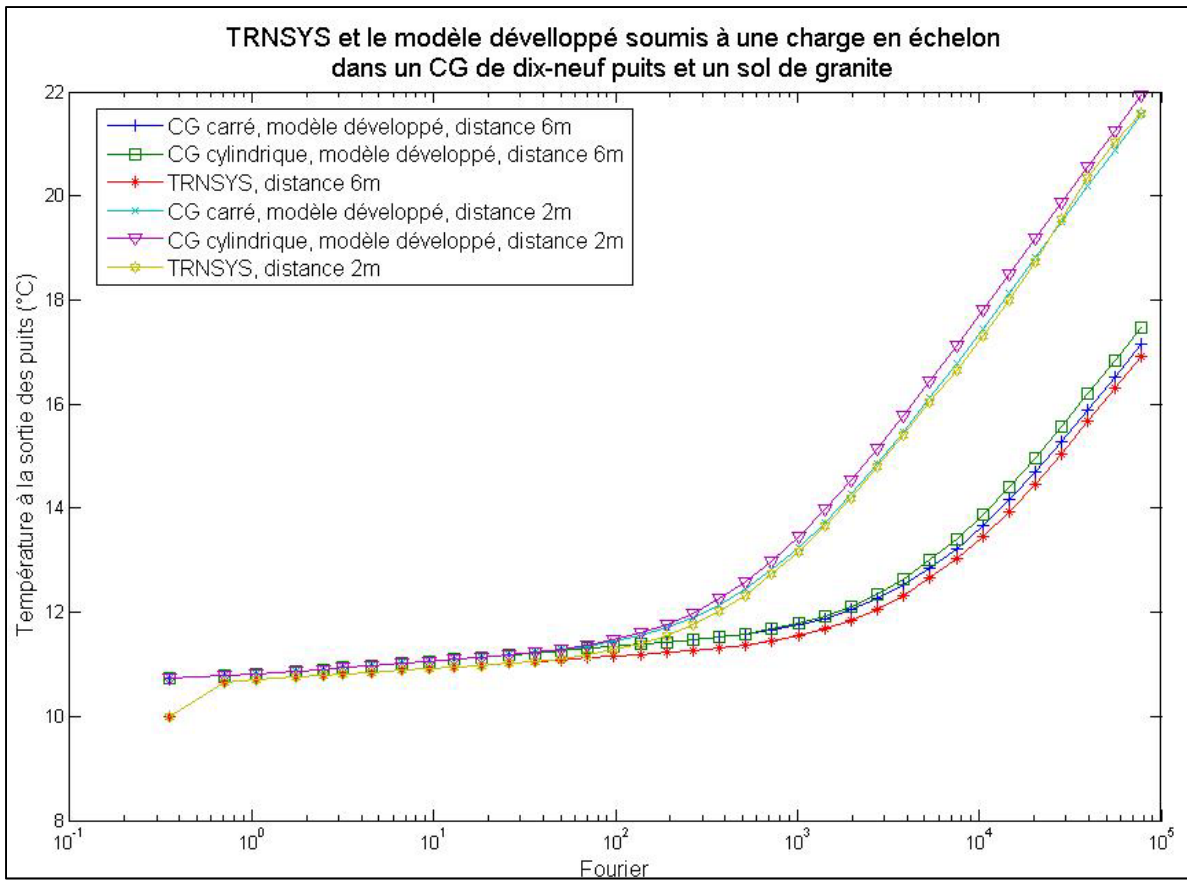


Figure 6.8 Température du fluide à la sortie pour un système à dix-neuf puits dans un sol de granite

Sur cette dernière figure, il est possible de constater que pour une distance de six mètres, la température du fluide calculée par le logiciel TRNSYS est légèrement inférieure à celle évaluée par le modèle développé pour une configuration rectangulaire, alors qu'avec un espacement de deux mètres, la température évaluée par TRNSYS oscille autour de celle du modèle développé avec un champ rectangulaire. De plus, la température du CG cylindrique est plus élevée que celle du CG rectangulaire.

#### 6.2.4 Impact de la pompe et de l'ajustement de la thermopompe sur une base horaire

Le dimensionnement des champs géothermiques, à partir des charges horaires, permet d'évaluer la température à la sortie de la thermopompe et d'ajuster le COP sur une base horaire. Dans cette section, les scénarios du Tableau 6.1 et Tableau 6.2 ont été simulés avec différentes charges horaires et une thermopompe de type WaterFurnace, modèle Envision NLH080. Premièrement, au niveau des charges, une simulation a été faite en négligeant l'effet de la pompe. Une seconde a été effectuée avec un COP fixe, et une dernière fut démontrée en négligeant l'effet de la pompe et avec un COP fixe. Ces trois scénarios ont été soumis à trois différents profils de charge, soient deux asymétriques, dont un est dominant en refroidissement (Profil 1) et l'autre en chauffage (Profil 2), et un profil de charge symétrique (Profil 3). Le COP et le EER fixes sont respectivement de 3.5 et 17.7.

Tableau 6.12 Coefficient pour les profils de charge

Coefficient	Profil 1	Profil 2	Profil 3
<b>A</b>	10 000	10 000 pour $B \leq t \leq B+8760/2$ 20 000 pour $B > t$ et $t > B+8760/2$	10 000
<b>B</b>	2 190	2190	1 000
<b>C</b>	80	80	80
<b>D</b>	0.05	0.05	0.05
<b>E</b>	0.95	0.95	0.95
<b>F</b>	2	2	4/3
<b>G</b>	0	0	2190

Les détails concernant les profils de charge sont présentés à l'ANNEXE II. Les six tableaux suivants présentent la profondeur des puits pour tous les tests.

Tableau 6.13 Impact de la pompe et du COP avec des charges asymétriques dominantes en mode refroidissement

Tests	Modèle développé (m)	Sans la pompe (m)	COP fixe (m)	COP fixe et sans la pompe (m)
<b>Test initial</b>	1212.3	1188.6	1236.7	1212.6
<b>Test 1</b>	849.5	823.2	868.5	843.7
<b>Test 2</b>	1001.7	977.1	1021	998.2
<b>Test 3</b>	913.5	907	935.2	924.6
<b>Test 4</b>	1250.1	1222	1273.8	1245.1
<b>Test 5</b>	1075.5	1039.3	1089	1062.6
<b>Test 6</b>	1354.5	1303.9	1368.8	1333.8
<b>Test 7</b>	1716.3	1688.7	1756.9	1724
<b>Test 8</b>	1142.1	1120.9	1167.6	1143.7
<b>Test 9</b>	1128.6	1107.8	1150.6	1128.6

Tableau 6.14 Pourcentage d'écart avec des charges asymétriques dominantes en mode refroidissement

Tests	Sans la pompe	COP fixe	COP fixe et sans la pompe
<b>Test initial</b>	1.95%	-2.01%	-0.02%
<b>Test 1</b>	3.10%	-2.24%	0.68%
<b>Test 2</b>	2.46%	-1.93%	0.35%
<b>Test 3</b>	0.71%	-2.38%	-1.22%
<b>Test 4</b>	2.25%	-1.90%	0.40%
<b>Test 5</b>	3.37%	-1.26%	1.20%
<b>Test 6</b>	3.74%	-1.06%	1.53%
<b>Test 7</b>	1.61%	-2.37%	-0.45%
<b>Test 8</b>	1.86%	-2.23%	-0.14%
<b>Test 9</b>	1.84%	-1.95%	0.00%

Pour les charges asymétriques dominantes en refroidissement, on constate que l'impact du COP et de la pompe n'est pas significatif. La différence la plus marquée est entre le scénario *avec COP variable et l'effet de la pompe* et le scénario *avec un COP variable et sans l'effet de la pompe*. L'écart de profondeur pour tous ces scénarios est inférieur à 3.7%. Pour le test 3, où la conductivité et la diffusité sont élevées, l'impact est inférieur aux autres tests. Cependant, lorsque la distance entre les puits est plus faible, la différence entre le scénario *avec l'effet de la pompe et le COP variable* et le scénario *sans l'effet de la pompe et un COP variable* est supérieure. La différence entre la profondeur de puits pour ces deux essais est de 50.6 mètres.

Tableau 6.15 Impact de la pompe et du COP avec des charges asymétriques dominantes en mode chauffage

Tests	Modèle développé (m)	Sans la pompe (m)	COP fixe (m)	COP fixe et sans la pompe (m)
<b>Test initial</b>	2303.6	2411.4	1973.3	2089.4
<b>Test 1</b>	1356.2	1449.7	1138.2	1228
<b>Test 2</b>	1816.9	1907.7	1558.1	1630.5
<b>Test 3</b>	1958.1	2009.4	1711.4	1756.4
<b>Test 4</b>	2340.8	2443.2	1997.3	2104.1
<b>Test 5</b>	1965.3	2058.7	1671	1766
<b>Test 6</b>	2351.4	2473.4	1995.4	2114.1
<b>Test 7</b>	3419.6	3540.1	2955.1	3084.6
<b>Test 8</b>	2292.2	2371.8	1983.9	2069.3
<b>Test 9</b>	2287.2	2364.1	1988.7	2071



Tableau 6.16 Pourcentage d'écart avec des charges asymétriques dominantes en mode chauffage

Tests	Sans la pompe	COP fixe	COP fixe et sans la pompe
<b>Test initial</b>	-4.68%	14.34%	9.30%
<b>Test 1</b>	-6.89%	16.07%	9.45%
<b>Test 2</b>	-5.00%	14.24%	10.26%
<b>Test 3</b>	-2.62%	12.60%	10.30%
<b>Test 4</b>	-4.37%	14.67%	10.11%
<b>Test 5</b>	-4.75%	14.97%	10.14%
<b>Test 6</b>	-5.19%	15.14%	10.09%
<b>Test 7</b>	-3.52%	13.58%	9.80%
<b>Test 8</b>	-3.47%	13.45%	9.72%
<b>Test 9</b>	-3.36%	13.05%	9.45%

Lorsque les charges asymétriques dominantes en mode chauffage sont utilisées, la différence entre les quatre scénarios est marquée. En effet, les différences entre les profondeurs pour la simulation *COP variable* et celle *avec un COP fixe* oscillent entre 9.3% et 16.1%. L'impact du COP variable entraîne une profondeur supérieure sur le dimensionnement du CG. La pompe diminue les besoins en chauffage car cette dernière transmet de la chaleur au fluide par les pertes par friction, ainsi que par rapport à l'action de la pompe. Lorsque la pompe est simulée, celle-ci entraîne une diminution de la profondeur des puits. Donc, le COP a un effet plus significatif pour un champ géothermique où la charge du bâtiment est dominante en mode chauffage.

Tableau 6.17 Impact de la pompe et du COP avec des charges symétriques

Tests	Modèle développé (m)	Sans la pompe (m)	COP fixe (m)	COP fixe et sans la pompe (m)
<b>Test initial</b>	1026.5	1045.9	1019.7	994.6
<b>Test 1</b>	604.9	590.5	629.6	608
<b>Test 2</b>	795.9	813.7	813.9	791
<b>Test 3</b>	900.8	913	844	854.4
<b>Test 4</b>	1042	1061.8	1039.8	1011.2
<b>Test 5</b>	864.6	882.4	875.7	850.2
<b>Test 6</b>	1027	1035.3	1064	1032.9
<b>Test 7</b>	1538.7	1568.1	1499.6	1462.1
<b>Test 8</b>	1040	1057.4	999.4	998.1
<b>Test 9</b>	1040.8	1058.2	995.2	989

Tableau 6.18 Pourcentage d'écart avec des charges symétriques

Tests	Sans la pompe	COP fixe	COP fixe et sans la pompe
<b>Test initial</b>	-1.89%	0.66%	3.11%
<b>Test 1</b>	2.38%	-4.08%	-0.51%
<b>Test 2</b>	-2.24%	-2.26%	0.62%
<b>Test 3</b>	-1.35%	6.31%	5.15%
<b>Test 4</b>	-1.90%	0.21%	2.96%
<b>Test 5</b>	-2.06%	-1.28%	1.67%
<b>Test 6</b>	-0.81%	-3.60%	-0.57%
<b>Test 7</b>	-1.91%	2.54%	4.98%
<b>Test 8</b>	-1.67%	3.90%	4.03%
<b>Test 9</b>	-1.67%	4.38%	4.98%

Au niveau des charges symétriques, la différence varie entre 0.2% et 6.3%. Étant donné que ce profil n'a pas de considérable pointe dominante en chauffage et en climatisation, l'impact de la variation du COP est plus faible que celui avec les charges de chauffage dominantes.

Pour les charges dominantes en refroidissement ainsi que les charges symétriques, l'impact de la pompe et de l'efficacité de la thermopompe est plus faible. Par contre, pour les systèmes ayant une demande en chauffage supérieure, l'ajustement a un impact important sur la conception du champ géothermique. Pour les régions où la demande en chauffage est supérieure, il serait préférable d'utiliser un algorithme permettant d'ajuster le COP de la thermopompe sur une base horaire et d'ajouter l'impact de la circulation du fluide dans le sol.

#### **6.2.5 Dimensionnement pour les charges réelles d'une banque**

Les charges de chauffage et de refroidissement d'une succursale de la banque nationale ont été utilisées pour comparer les différents logiciels. Ces charges ont été tirées d'une simulation énergétique effectuée par Mathieu Lecours (2010) dans le cadre d'un projet de validation d'un logiciel de modélisation énergétique pour le laboratoire des technologies de l'énergie (LTÉ) d'Hydro-Québec. Les critères de conception pour le système géothermique et les charges sont présentés respectivement par le Tableau 6.19 et la Figure 6.9. La thermopompe utilisée dans le modèle développé est de type WaterFurnace – Envision NXW540 (Voir fichier technique à l'ANNEXE IV)

Tableau 6.19 Critères pour le dimensionnement du champ géothermique

Propriétés	Valeur
<b>Temps de la simulation (années)</b>	25
<b>Rayon intérieur de la tuyauterie (m)</b>	0.0137
<b>Rayon extérieur de la tuyauterie (m)</b>	0.0167
<b>Conductivité thermique de la tuyauterie (W/m*K)</b>	0.391
<b>Diamètre du puits (m)</b>	0,2
<b>Distance entre la tuyauterie dans le puits (m)</b>	0.09
<b>Conductivité thermique du sol (W/m*K)</b>	1.5
<b>Diffusité thermique du sol (m<sup>2</sup>/h)</b>	0.002592
<b>Conductivité thermique du coulis (W/m*K)</b>	0.6
<b>Distance entre les puits (m)</b>	3
<b>Nombre de puits</b>	15
<b>Configuration du champ géothermique</b>	carré
<b>Température maximale du fluide (°C)</b>	25
<b>Température minimale du fluide (°C)</b>	2
<b>Débit massique du fluide dans la tuyauterie (gpm/ton)</b>	3

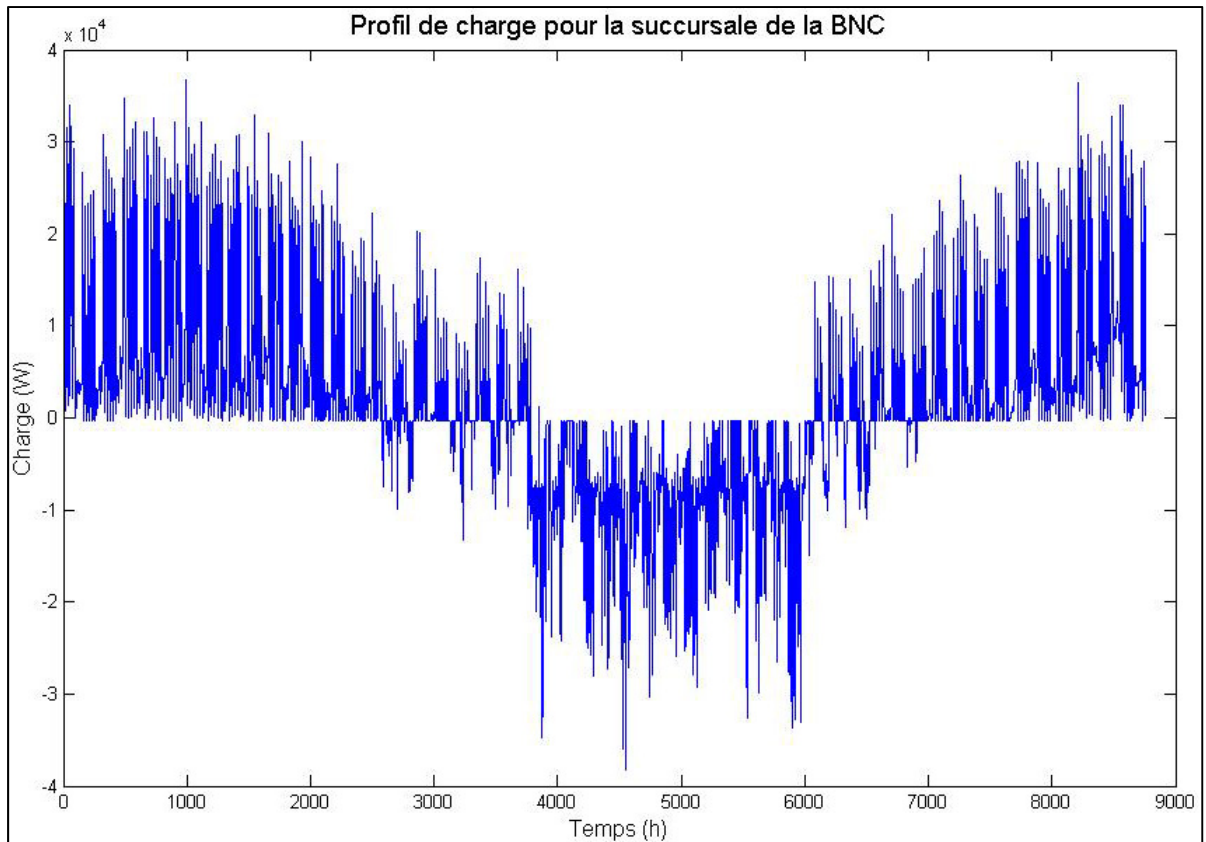


Figure 6.9 Profil de la charge de chauffage et de refroidissement pour la succursale de la BNC

La charge de chaleur pour ce bâtiment est dominante en mode chauffage. De plus, contrairement au profil de charge utilisé précédemment, celui de la succursale est beaucoup plus irrégulier et a des pointes plus marquées. La profondeur des puits a été trouvée à l'aide des modèles présentés ci-hauts. La profondeur des puits est exposée dans le tableau suivant.

Tableau 6.20 Dimensionnement des puits pour la succursale de la BNC avec différents outils

	Modèle développé	GS2000	EED	TRNSYS	ASHRAE	GLD
Profondeur (m)	2136	1674	2286	2100	1899	2805
Écart (%)	-	-21.6%	7.0%	-1.7%	-11.1%	31.3%

Il est possible de constater que la différence est faible entre le modèle développé et TRNSYS, alors qu'elle est supérieure pour EED, l'ASHRAE, GLD et GS2000. Dans le cas d'EED, l'algorithme de calcul semble évaluer la profondeur des puits géothermiques à la hausse quand le profil de charge oscille beaucoup. GS2000 et la méthode de l'ASHRAE semblent sous-évaluer la profondeur comme dans les autres profils de charge utilisés précédemment. De son côté, GLD surévalue la profondeur des puits par rapport au modèle développé.

### 6.3 Temps de calcul

Des simulations ont été faites afin de déterminer le temps de calcul pour le modèle développé, TRNSYS et EED. Il y a quatre configurations de champ géothermique, soit avec un, cinq, dix et vingt puits, ainsi que trois périodes de simulation de un, dix et vingt ans. Les résultats sont présentés dans les tableaux suivants.

Tableau 6.21 Simulation sur une période d'un an

Nombre de puits	Modèle développé (s)	TRNSYS (s)	EED (s)
<b>1</b>	1.06	2.22	0.26
<b>5</b>	3.03	2.33	0.57
<b>10</b>	9.78	2.63	1.71
<b>20</b>	36.86	2.75	6.52

Tableau 6.22 Simulation sur une période de dix ans

Nombre de puits	Modèle développé (s)	TRNSYS (s)	EED (s)
<b>1</b>	5.88	16.59	0.33
<b>5</b>	7.76	17.53	2.27
<b>10</b>	14.56	16.86	9.14
<b>20</b>	41.64	17.06	37.19

Tableau 6.23 Simulation sur une période de vingt ans

Nombre de puits	Modèle développé (s)	TRNSYS (s)	EED (s)
<b>1</b>	11.24	32.35	0.43
<b>5</b>	13.12	32.87	4.1
<b>10</b>	19.84	32.98	17.14
<b>20</b>	47.68	34.13	69.55

Les temps de calcul des tableaux précédents ont été déterminés à partir d'un ordinateur muni d'un processeur AMD de 2.8 GHz et d'une mémoire RAM installée de 4 Go. Dans la majorité des cas ci-haut, EED est le logiciel qui permet de déterminer la profondeur des puits le plus rapidement. Par contre, il ne calcule pas l'effet de la thermopompe sur une base horaire, mais bien avec un COP moyen. Le modèle développé et TRNSYS ont des temps de calcul qui sont dans le même ordre de grandeur. Le modèle développé est plus rapide que TRNSYS pour ce qui est des systèmes ayant le moins de puits dans le CG et pour les périodes de simulation qui sont plus élevées. En effet, le modèle développé consomme beaucoup de temps de calcul, afin de calculer la fonction g. Donc, pour un faible nombre de puits, la fonction g se calcul rapidement, par contre pour un grand nombre de puits, cette fonction est plus longue à calculer. Au Tableau 6.21, TRNSYS est plus rapide dès que le nombre de puits est supérieur à quatre. Par contre, pour une période de simulation de vingt ans, ce logiciel devient avantageux pour les systèmes ayant quinze puits et plus. Le modèle développé a une entrée de données simplifiée par rapport à ce dernier.

Dans cette section, le modèle développé à partir de la méthode Lamarche et Beauchamp (2007) a été validé à l'aide des logiciels communément utilisés par les professionnels. Premièrement, plusieurs scénarios ont été simulés et les résultats ont été analysés. Ensuite, les causes d'erreurs ont été déterminées entre le modèle développé et les logiciels EED et TRNSYS. L'impact de la pompe et de la thermopompe pour différent profil de charge ont alors été validés. Le modèle développé et le logiciel TRNSYS ont été soumis à une charge constante pour différentes configurations de puits et de sol pour une longue période de temps. De plus, un dimensionnement de champ géothermique a été fait à partir de charges provenant d'une simulation énergétique d'un bâtiment réel. Finalement, le temps de calcul a été considéré pour différents scénarios avec une quantité de puits variable et plusieurs périodes de simulation.



## CONCLUSION

Dans ce mémoire, la méthode de Lamarche et Beauchamp (2007) pour le dimensionnement d'un champ géothermique avec des charges horaires a été validé. Cette méthode permet de modéliser et dimensionner rapidement et avec peu d'entrée de donnée un champ géothermique. Le modèle présenté au CHAPITRE 5 a été paramétré et optimiser dans le logiciel Matlab. Au CHAPITRE 6, il a été comparé aux logiciels d'analyses et de dimensionnement utilisé par l'industrie, tel que : Ground Loop Design (GLD), GS2000, Earth Energy Design (EED), TRNSYS et la méthode de l'ASHRAE. Ils ont été soumis à dix scénarios ayant des paramètres différents et un profil de charge dominant en climatisation. Les résultats obtenus avec le modèle développé se rapprochent de ceux de TRNSYS et EED. Par contre, le logiciel GS2000 sous-dimensionne la profondeur des puits par rapport au modèle développé. Malgré que GLD et la méthode de l'ASHRAE utilisent le même algorithme, il y a une différence significative entre les deux, car ils utilisent une méthode différente pour le calcul de la résistance de puits.

Ensuite, des tests supplémentaires ont été effectués avec le logiciel EED et TRNSYS, afin de déterminer les paramètres qui ont un impact sur le dimensionnement et d'identifier les facteurs qui causent une différence avec le modèle développé. De plus, à l'aide du modèle développé des essais supplémentaires ont été effectués sur l'impact d'un COP variable et de l'impact de la pompe sur le dimensionnement d'un champ géothermique avec différent profil de charge. Pour les systèmes où la charge du bâtiment est dominante en chauffage, la différence entre une simulation avec un COP fixe et variable est significative alors qu'avec un profil dominant en climatisation ou avec des charges symétriques, l'impact est plus faible.

Le modèle développé par Lamarche et Beauchamp (2007) devrait être comparé avec des installations réelles pour valider la température du fluide à la sortie du champ géothermique du modèle à celle des installations. De plus, le modèle ne tient pas compte du cyclage et de l'effet du mode transitoire de la thermopompe. Des recherches supplémentaires pourraient déterminer l'impact de ces points.



## ANNEXE I

### MODÉLISATION DE LA THERMOPOMPE

Le modèle des thermopompes tiennent compte de la température à l'entrée de la thermopompe et du débit dans le champ géothermique. Il permet de déterminer le COP de la thermopompe selon la température du fluide à la sortie de l'échangeur géothermique. Afin de simplifier le modèle, le débit et la température du fluide du côté de la charge n'est pas considéré. Dans le modèle de la thermopompe, un débit moyen et une température moyenne est utilisée.

Pour déterminer le modèle de la thermopompe, une régression quadratique est faite pour trouver la charge à partir de la température à l'entrée de la thermopompe (TET). Par la suite, cette charge est corrigée selon le débit et la TET. Voici un exemple avec un modèle de thermopompe de la compagnie WaterFurnace

NSW025 - Performance Data																						
Cooling Capacity																						
Source		Load Flow-4 GPM							Load Flow-5.5 GPM							Load Flow-7 GPM						
EST °F	Flow GPM	ELT °F	LLT °F	TC MBTUH	Power kW	HR MBTUH	EER	LST °F	LLT °F	TC MBTUH	Power kW	HR MBTUH	EER	LST °F	LLT °F	TC MBTUH	Power kW	HR MBTUH	EER	LST °F		
30	4	50	36.6	25.9	0.96	29.2	270	45.0	39.3	26.7	0.96	30.0	278	45.5	41.9	27.5	0.96	30.8	28.6	45.9		
		70	55.5	28.0	0.96	31.3	29.2	46.1	58.5	28.6	0.96	31.8	29.7	46.4	61.4	29.1	0.96	32.3	30.3	46.7		
		90	74.5	30.2	0.96	33.4	31.4	47.2	77.7	30.4	0.96	33.7	31.7	47.4	81.0	30.6	0.96	33.9	31.9	47.5		
	110	93.4	32.3	0.96	35.6	33.6	48.3	96.9	32.3	0.96	35.5	33.6	48.3	100.5	32.2	0.96	35.5	33.5	48.3			
	5.5	50	36.9	25.4	0.93	28.6	27.3	41.6	39.5	26.2	0.93	29.3	28.1	41.9	42.1	26.9	0.93	30.1	28.9	42.3		
		70	56.0	27.1	0.93	30.3	29.2	42.4	58.9	27.6	0.93	30.7	29.7	42.6	61.7	28.1	0.93	31.2	30.2	42.8		
		90	75.2	28.8	0.93	31.9	31.0	43.1	78.3	29.0	0.93	32.2	31.3	43.2	81.4	29.2	0.93	32.4	31.5	43.3		
	110	94.3	30.5	0.93	33.6	32.9	43.8	97.7	30.4	0.93	33.6	32.9	43.8	101.0	30.4	0.93	33.6	32.9	43.8			
	7	50	37.2	24.9	0.90	28.0	27.7	38.2	39.7	25.6	0.90	28.7	28.4	38.4	42.3	26.3	0.90	29.4	29.2	38.7		
		70	56.5	26.1	0.90	29.2	29.1	38.6	59.3	26.6	0.90	29.7	29.7	38.7	62.0	27.1	0.90	30.1	30.2	38.9		
		90	75.9	27.4	0.89	30.4	30.6	39.0	78.8	27.6	0.89	30.6	30.9	39.0	81.8	27.8	0.89	30.9	31.2	39.1		
	110	95.3	28.6	0.89	31.6	32.1	39.3	98.4	28.6	0.89	31.6	32.1	39.3	101.6	28.6	0.89	31.6	32.1	39.3			
50	4	50	37.3	24.6	1.24	28.8	21.2	64.8	39.8	25.4	1.24	29.6	21.8	65.2	42.3	26.2	1.24	30.4	22.5	65.7		
		70	55.4	28.3	1.25	32.6	24.0	66.8	58.3	29.0	1.25	33.3	24.5	67.2	61.2	29.7	1.25	34.0	25.0	67.5		
		90	73.4	32.1	1.26	36.4	26.7	68.8	76.8	32.7	1.26	37.0	27.1	69.1	80.2	33.3	1.26	37.6	27.5	69.4		
	110	91.5	35.9	1.27	40.2	29.4	70.7	95.3	36.4	1.27	40.7	29.7	71.0	99.1	36.9	1.27	41.2	29.9	71.3			
	5.5	50	37.5	24.3	1.20	28.4	20.3	61.5	39.9	25.1	1.20	29.2	21.0	61.9	42.4	25.9	1.20	30.0	21.6	62.2		
		70	55.7	27.8	1.20	31.9	23.1	63.0	58.5	28.5	1.20	32.6	23.7	63.3	61.4	29.2	1.20	33.3	24.3	63.6		
		90	73.9	31.3	1.21	35.4	25.9	64.4	77.2	31.8	1.21	35.9	26.4	64.7	80.5	32.4	1.21	36.5	26.8	64.9		
	110	92.1	34.7	1.21	38.9	28.7	65.9	96.8	35.2	1.21	39.3	29.1	66.1	99.5	35.7	1.21	39.8	29.4	66.3			
	7	50	37.6	24.1	1.16	28.0	22.0	58.3	40.0	24.9	1.16	28.8	22.8	58.5	42.4	25.7	1.16	29.6	23.5	58.7		
		70	56.0	27.2	1.16	31.2	24.5	59.2	58.8	27.9	1.16	31.9	25.1	59.4	61.6	28.6	1.16	32.5	25.8	59.6		
		90	74.3	30.4	1.16	34.3	27.1	60.1	77.5	30.9	1.16	34.9	27.5	60.3	80.7	31.5	1.16	35.4	28.0	60.4		
	110	92.7	33.6	1.16	37.5	29.6	61.0	96.3	34.0	1.16	37.9	29.9	61.2	99.9	34.4	1.16	38.3	30.2	61.3			
70	4	50	38.0	23.2	1.51	28.4	15.4	84.6	40.4	24.0	1.52	29.2	15.8	85.0	42.7	24.8	1.52	30.0	16.3	85.5		
		70	55.2	28.6	1.53	33.9	18.7	87.5	58.1	29.5	1.54	34.8	19.2	87.9	61.0	30.4	1.54	35.7	19.7	88.4		
		90	72.4	34.1	1.55	39.4	22.0	90.3	75.9	35.0	1.56	40.3	22.5	90.8	79.4	36.0	1.56	41.3	23.1	91.3		
	110	Operation not recommended																				
	5.5	50	38.0	23.2	1.47	28.2	15.8	81.4	40.3	24.1	1.47	29.1	16.4	81.8	42.7	25.0	1.47	30.0	17.0	82.1		
		70	55.3	28.5	1.48	33.5	19.3	83.6	58.2	29.4	1.48	34.4	19.9	84.0	61.1	30.3	1.48	35.3	20.5	84.3		
		90	72.6	33.7	1.49	38.8	22.7	85.8	76.1	34.7	1.49	39.7	23.3	86.2	79.5	35.6	1.49	40.7	23.9	86.5		
	110	Operation not recommended																				
	7	50	38.0	23.2	1.42	28.0	16.3	78.3	40.3	24.2	1.42	29.0	17.1	78.5	42.6	25.1	1.41	29.9	17.8	78.8		
		70	55.4	28.3	1.42	33.1	19.9	79.8	58.3	29.2	1.42	34.1	20.6	80.0	61.1	30.1	1.41	35.0	21.3	80.3		
		90	72.8	33.4	1.42	38.2	23.5	81.3	76.2	34.3	1.42	39.1	24.2	81.5	79.6	35.2	1.42	40.0	24.8	81.8		
	110	90.2	38.5	1.42	43.3	27.1	82.8	94.2	39.4	1.42	44.2	27.7	83.0	98.2	40.2	1.42	45.0	28.3	83.3			
90	4	50	39.3	20.9	1.93	27.4	11.6	104.1	41.4	21.5	1.94	28.1	12.0	104.5	43.5	22.2	1.94	28.8	12.3	104.9		
		70	56.3	26.6	1.96	33.3	14.5	107.2	59.0	27.4	1.97	34.1	14.9	107.6	61.7	28.3	1.97	35.0	15.3	108.0		
		90	Operation not recommended																			
	110	Operation not recommended																				
	5.5	50	39.2	20.9	1.88	27.3	11.1	101.1	41.3	21.6	1.88	28.0	11.5	101.4	43.4	22.4	1.88	28.8	11.9	101.7		
		70	56.3	26.7	1.89	33.1	14.1	103.4	59.0	27.5	1.90	34.0	14.5	103.8	61.7	28.3	1.90	34.8	14.9	104.1		
		90	Operation not recommended																			
	110	Operation not recommended																				
	7	50	39.2	21.0	1.83	27.2	12.3	98.0	41.3	21.7	1.83	28.0	12.8	98.2	43.4	22.5	1.83	28.7	13.3	98.5		
		70	56.2	26.8	1.83	33.0	15.6	99.7	58.9	27.6	1.83	33.8	16.1	98.0	61.6	28.4	1.83	34.6	16.6	100.2		
		90	Operation not recommended																			
	110	Operation not recommended																				
110	4	50	40.5	18.5	2.35	26.5	7.9	123.7	42.3	19.1	2.36	27.1	8.1	124.0	44.2	19.6	2.36	27.7	8.3	124.3		
		70	57.3	24.6	2.39	32.7	10.3	126.9	59.8	25.4	2.40	33.5	10.6	127.3	62.3	26.2	2.40	34.4	10.9	127.7		
		90	Operation not recommended																			
	110	Operation not recommended																				
	5.5	50	40.4	18.6	2.30	26.4	8.1	120.7	42.3	19.2	2.30	27.0	8.3	120.9	44.2	19.8	2.30	27.6	8.6	121.2		
		70	57.2	24.9	2.31	32.8	10.8	123.3	59.7	25.6	2.32	33.5	11.1	123.6	62.2	26.4	2.32	34.3	11.4	123.9		
		90	Operation not recommended																			
	110	Operation not recommended																				
	7	50	40.4	18.7	2.24	26.3	8.3	117.8	42.2	19.3	2.24	26.9	8.6	117.9	44.1	19.9	2.24	27.5	8.9	118.1		
		70	57.0	25.2	2.24	32.8	11.3	119.7	59.6	25.9	2.24	33.5	11.6	119.9	62.2	26.6	2.24	34.2	11.9	120.1		
		90	Operation not recommended																			
	110	Operation not recommended																				

Figure A.I.1 Performance de la thermopompe WaterFurnace en mode climatisation

NSW025 - Performance Data cont.																				
Heating Capacity																				
Source		Load Flow-4 GPM							Load Flow-5.5 GPM							Load Flow-7 GPM				
EST °F	Flow GPM	ELT °F	LLT °F	HC MBTUH	Power kW	HE MBTUH	COP	LST °F	LLT °F	HC MBTUH	Power kW	HE MBTUH	COP	LST °F	LLT °F	HC MBTUH	Power kW	HE MBTUH	COP	LST °F
25	5.5	60	Operation not recommended																	
		80	Operation not recommended																	
		100	Operation not recommended																	
		120	Operation not recommended																	
7	60	71.0	21.4	1.28	17.0	4.90	20.0	68.1	21.5	1.26	17.2	5.02	19.9	66.4	21.6	1.23	17.4	5.15	19.9	
	80	90.6	20.5	1.70	14.7	3.54	20.7	87.7	20.7	1.67	14.9	3.62	20.6	86.1	20.8	1.65	15.1	3.70	20.5	
	100	110.1	19.7	2.12	12.4	2.72	21.3	107.4	19.8	2.09	12.7	2.77	21.3	105.9	19.9	2.06	12.9	2.83	21.2	
	120	129.7	18.8	2.54	10.1	2.17	22.0	127.1	19.0	2.51	10.4	2.21	21.9	125.6	19.1	2.48	10.6	2.26	21.9	
4	60	71.4	22.2	1.29	17.8	5.04	20.8	69.1	22.4	1.26	18.1	5.21	20.7	66.7	22.6	1.23	18.4	5.38	20.5	
	80	91.0	21.4	1.71	15.6	3.67	22.0	88.7	21.6	1.68	15.9	3.78	21.8	86.4	21.8	1.64	16.2	3.88	21.7	
	100	110.6	20.6	2.12	13.4	2.84	23.1	108.4	20.8	2.09	13.6	2.91	23.0	106.2	20.9	2.06	13.9	2.98	22.8	
	120	130.2	19.8	2.54	11.1	2.28	24.3	128.1	20.0	2.51	11.4	2.33	24.1	125.9	20.1	2.47	11.7	2.38	24.0	
30	5.5	60	71.8	22.9	1.29	18.4	5.19	22.6	69.3	23.0	1.26	18.7	5.35	22.5	66.8	23.2	1.23	19.0	5.53	22.4
		80	91.3	21.9	1.71	16.1	3.76	23.5	88.9	22.1	1.68	16.4	3.87	23.4	86.6	22.3	1.64	16.7	3.98	23.3
		100	110.8	21.0	2.12	13.7	2.90	24.5	108.6	21.2	2.09	14.1	2.97	24.4	106.3	21.4	2.06	14.4	3.05	24.2
		120	130.3	20.1	2.54	11.4	2.31	25.4	128.2	20.3	2.51	11.7	2.37	25.3	126.0	20.5	2.47	12.1	2.43	25.2
7	60	72.1	23.5	1.29	19.1	5.34	24.4	69.6	23.7	1.26	19.3	5.50	24.3	67.0	23.8	1.23	19.6	5.67	24.2	
	80	91.6	22.4	1.71	16.6	3.85	25.1	89.1	22.6	1.68	16.9	3.96	25.0	86.7	22.8	1.64	17.2	4.07	24.9	
	100	111.0	21.4	2.12	14.1	2.95	25.8	108.7	21.6	2.09	14.5	3.03	25.7	106.4	21.9	2.06	14.8	3.12	25.6	
	120	130.5	20.3	2.54	11.6	2.34	26.6	128.3	20.6	2.51	12.1	2.41	26.5	126.2	20.9	2.47	12.5	2.48	26.3	
4	60	75.2	29.4	1.31	24.9	6.55	37.2	71.9	29.5	1.27	25.1	6.79	37.1	68.7	29.5	1.23	25.3	7.03	37.0	
	80	94.5	28.2	1.74	22.3	4.74	38.5	91.4	28.3	1.69	22.5	4.89	38.4	88.3	28.3	1.65	22.7	5.04	38.3	
	100	113.9	27.0	2.16	19.6	3.65	39.9	111.0	27.1	2.11	19.9	3.75	39.7	108.0	27.2	2.06	20.1	3.85	39.6	
	120	133.3	25.9	2.59	17.0	2.91	41.2	130.5	25.9	2.54	17.3	2.99	41.1	127.7	26.0	2.48	17.5	3.07	41.0	
50	5.5	60	75.7	30.4	1.31	25.9	6.79	39.6	72.3	30.4	1.27	26.1	7.02	39.5	69.0	30.5	1.23	26.3	7.25	39.5
		80	95.0	29.1	1.74	23.2	4.90	40.7	91.8	29.1	1.69	23.4	5.04	40.6	88.6	29.2	1.65	23.6	5.19	40.6
		100	114.3	27.7	2.16	20.4	3.76	41.8	111.3	27.8	2.11	20.6	3.86	41.7	108.2	27.9	2.06	20.9	3.96	41.8
		120	133.6	26.4	2.59	17.6	2.99	42.9	130.7	26.5	2.54	17.9	3.06	42.8	127.8	26.6	2.48	18.2	3.15	42.7
7	60	76.2	31.5	1.32	27.0	6.98	42.1	72.7	31.4	1.27	27.1	7.23	42.0	69.2	31.4	1.23	27.2	7.48	42.0	
	80	95.4	30.0	1.74	24.0	5.02	42.9	92.1	30.0	1.69	24.2	5.18	42.9	88.8	30.0	1.65	24.4	5.34	42.8	
	100	114.7	28.5	2.17	21.1	3.83	43.8	111.5	28.5	2.11	21.3	3.95	43.7	108.4	28.6	2.06	21.6	4.06	43.6	
	120	133.9	27.0	2.59	18.1	3.04	44.7	131.0	27.1	2.54	18.4	3.13	44.6	128.0	27.3	2.48	18.8	3.22	44.5	
4	60	78.9	36.6	1.33	32.1	8.06	53.5	74.8	36.5	1.28	32.1	8.37	53.4	70.7	36.4	1.23	32.2	8.67	53.4	
	80	98.1	35.0	1.77	29.0	5.81	55.0	94.2	35.0	1.71	29.1	6.00	55.0	90.3	34.9	1.65	29.3	6.20	54.9	
	100	117.3	33.5	2.20	25.9	4.45	56.6	113.5	33.4	2.14	26.1	4.59	56.5	109.8	33.4	2.07	26.3	4.73	56.4	
	120	136.4	31.9	2.64	22.9	3.54	58.2	132.9	31.9	2.57	23.1	3.65	58.1	129.4	31.9	2.49	23.4	3.75	57.9	
5.5	60	79.6	38.0	1.34	33.4	8.34	56.6	75.3	37.9	1.28	33.5	8.65	56.6	71.1	37.7	1.23	33.5	8.98	56.6	
	80	98.7	36.3	1.77	30.2	6.00	57.9	94.7	36.2	1.71	30.3	6.19	57.9	90.6	36.1	1.65	30.4	6.40	57.8	
	100	117.8	34.5	2.21	27.0	4.58	59.2	114.0	34.5	2.14	27.2	4.72	59.1	110.1	34.4	2.07	27.3	4.87	59.0	
	120	136.9	32.8	2.64	23.7	3.63	60.5	133.3	32.8	2.57	24.0	3.74	60.4	129.6	32.8	2.49	24.3	3.85	60.3	
7	60	80.3	39.4	1.34	34.8	8.61	59.7	75.9	39.2	1.29	34.8	8.95	59.7	71.5	39.0	1.23	34.8	9.29	59.7	
	80	99.3	37.5	1.77	31.4	6.19	60.7	95.1	37.3	1.71	31.5	6.40	60.7	91.0	37.2	1.65	31.6	6.61	60.7	
	100	118.3	35.5	2.21	28.0	4.72	61.8	114.4	35.5	2.14	28.2	4.86	61.7	110.4	35.4	2.07	28.3	5.01	61.7	
	120	137.3	33.6	2.64	24.6	3.73	62.8	133.6	33.6	2.57	24.8	3.84	62.7	129.9	33.6	2.49	25.1	3.95	62.6	
4	60	82.7	44.0	1.37	39.3	9.41	69.7	77.7	43.7	1.31	39.2	9.79	69.8	72.8	43.4	1.25	39.1	10.17	69.8	
	80	101.6	41.9	1.80	35.7	6.80	71.6	96.9	41.7	1.73	35.8	7.07	71.6	92.2	41.5	1.66	35.9	7.33	71.5	
	100	Operation not recommended																		
	120	Operation not recommended																		
5.5	60	83.5	45.5	1.38	40.8	9.66	73.6	78.2	44.8	1.32	40.3	9.96	73.8	73.0	44.1	1.26	39.8	10.30	73.9	
	80	102.3	43.2	1.81	37.0	6.99	75.2	97.4	42.8	1.74	36.8	7.22	75.2	92.5	42.4	1.66	36.7	7.46	75.2	
	100	Operation not recommended																		
	120	Operation not recommended																		
7	60	84.2	47.0	1.39	42.3	9.91	77.6	78.7	45.9	1.33	41.4	10.16	77.8	73.2	44.8	1.26	40.5	10.42	78.1	
	80	102.9	44.5	1.82	38.3	7.18	78.7	97.8	43.8	1.74	37.9	7.38	78.8	92.7	43.2	1.67	37.5	7.59	79.0	
	100	Operation not recommended																		
	120	Operation not recommended																		
90	5.5	60	84.2	47.0	1.39	42.3	9.91	77.6	78.7	45.9	1.33	41.4	10.16	77.8	73.2	44.8	1.26	40.5	10.42	78.1
		80	102.9	44.5	1.82	38.3	7.18	78.7	97.8	43.8	1.74	37.9	7.38	78.8	92.7	43.2	1.67	37.5	7.59	79.0
		100	Operation not recommended																	
		120	Operation not recommended																	

Figure A.I.2 Performance de la thermopompe WaterFurnace en mode chauffage

Dans le cadre de cette thermopompe, la température du fluide du côté charge est de 70°F en mode climatisation et de 80°F en mode chauffage et un débit de 5.5 gpm. Pour le mode climatisation, les performances sont celles de la Figure A-I-1 données par le manufacturier de la thermopompe. Les valeurs nécessaires pour la régression sont présentées dans le tableau suivant :

Tableau A.I.1 Performance de la thermopompe

TET (°F)	Débit (gpm)	COP en mode climatisation
30	4	8.56
	5.5	8.56
	7	8.53
50	4	7.03
	5.5	6.77
	7	7.18
70	4	5.48
	5.5	5.65
	7	5.83
90	4	4.25
	5.5	4.13
	7	4.57
110	4	3.02
	5.5	3.16
	7	3.31

Premièrement, une régression quadratique est faite à partir d'un débit fixe pour trouver soit la charge ou l'énergie consommée. Par la suite, un ajustement est fait à l'aide d'une régression linéaire pour corriger l'effet du débit. L'équation se présente sous cette forme :

$$q(TET, \dot{V}) = (c_0 * TET^2 + c_1 * TET + c_2) + (c_3 * TET + c_4)(\dot{V} - \dot{V}_{reg}) \quad (A-I-1)$$

Dans cette expression, les trois premiers coefficients sont trouvés à l'aide de la régression quadratique en fixant un débit ( $\dot{V}_{reg}$ ). Par la suite, la charge est corrigée selon le débit dans le champ géothermique à l'aide de la régression linéaire présentée par les deux derniers coefficients. Cette dernière régression est calculée à partir de la variation de COP pour chaque température de fluide. Pour ce modèle de thermopompe en mode climatisation, l'expression pour trouver la charge est :

$$q(TET, \dot{V}) = (0.0002214 * TET^2 - 0.0982 * TET + 11.27) \\ + (0.00395 * TET - 0.0585)(\dot{V} - 5.5) \quad (A-I-2)$$





## ANNEXE II

### PROFIL DE CHARGE SYMÉTRIQUE ET ASYMÉTRIQUE

Les profils de charge symétrique et asymétrique sont basés sur les équations présentés par Pinel (2003). Le profil donne la charge horaire en watt selon les coefficients sélectionnés et les équations suivantes.

$$q(t) = q_1 * q_2 + (-1)^{FL} |q_1 * q_2| D * (-1)^{FL} * SN \quad (\text{A-II-1})$$

$$q_1 = A * \sin\left(\frac{\pi * (t - B)}{12}\right) * \sin\left(\frac{F * \pi * (t - B)}{8760}\right) \quad (\text{A-II-2})$$

$$q_2 = \frac{168 - C}{168} + \sum_{i=1}^3 \frac{\left(\cos\left(\frac{i * \pi * C}{84}\right) - 1\right) * \sin\left(\frac{i * \pi * (t - B)}{84}\right)}{i * \pi} \quad (\text{A-II-3})$$

$$FL = \text{floor}\left(\frac{F * (t - B)}{8760}\right) \quad (\text{A-II-4})$$

*Floor = arrondis au nombre entier inférieur*

$$SN = \text{signum}\left(\cos\left(\frac{F * \pi * (t + g)}{4380}\right) + E\right) \quad (\text{A-II-5})$$

*signum = (1 positif, -1 négatif)*



### ANNEXE III

#### PARAMÈTRES DE CALCUL DU MODÈLE DÉVELOPPÉ

Afin d'exécuter le modèle, l'utilisateur doit entrer les informations suivantes :

- la période de la simulation (années),
- coordonnées géographiques des puits,
- les pertes de pression totales du fluide côté source (m),
- l'efficacité de la pompe à la roue,
- débit massique du fluide dans l'échangeur géothermique (kg/s),
- la température du sol à l'état initial (°C),
- la température maximum et minimum de la température du fluide à la sortie de l'échangeur géothermique (°C),
- la conductivité thermique du sol (W/m\*K),
- la diffusité du sol (m<sup>2</sup>/h),
- le diamètre de forage (m),
- la demi-distance entre les tubes dans le puits (m),
- la conductivité thermique du coulis et de la tuyauterie (W/m\*K),
- le rayon interne et externe de la tuyauterie (m),
- le type de fluide dans la tuyauterie (eau, propylène glycol ou éthylène glycol),
- les charges horaires ou selon un autre pas de temps dans le modèle (W) (+ chauffage, - climatisation),
- type de thermopompe (Voir la librairie ou l'ANNEXE I).

## ANNEXE IV

### FICHES TECHNIQUES DES THERMOPOMPES

Tableau A.IV.1 Caractéristiques de la thermopompe  
Envision NLH080 de WaterFurnace

#### NLH080 - Performance Data

##### Belt Drive - Dual Circuit - 2600 CFM

EWT °F	WATER FLOW GPM	WPD		HEATING - EAT 70 °F					COOLING - EAT 80/67 °F																	
		PSI	FT	HC	KW	HE	LAT	COP	TC	SC	S/T	KW	HR	EER												
20	10.0	2.5	5.8	Operation not recommended					Operation not recommended																	
	16.0	6.1	14.0	46.9	4.43	31.8	84.7	3.10																		
	22.0	11.1	25.6	48.0	4.45	32.8	85.1	3.16																		
30	10.0	2.5	5.8	Operation not recommended											Operation not recommended											
	16.0	6.0	13.8	54.9	4.53	39.4	87.5	3.55																		
	22.0	10.9	25.2	55.9	4.56	40.3	87.9	3.59																		
40	10.0	2.4	5.5	60.2	4.61	44.5	89.4	3.83													85.6	61.0	0.71	3.36	97.1	25.5
	16.0	5.8	13.4	62.8	4.66	47.0	90.4	3.96													79.6	58.0	0.73	3.15	90.4	25.2
	22.0	10.7	24.6	64.0	4.69	48.0	90.8	4.00													76.1	57.0	0.75	3.07	86.6	24.8
50	10.0	2.4	5.4	66.1	4.75	49.9	91.5	4.08	85.5	61.9	0.72	3.71	98.1	23.0												
	16.0	5.6	13.0	70.6	4.80	54.2	93.1	4.31	82.5	60.8	0.74	3.53	94.6	23.4												
	22.0	10.4	24.0	72.1	4.83	55.6	93.7	4.37	81.2	60.7	0.75	3.45	93.0	23.5												
60	10.0	2.3	5.4	73.9	4.90	57.2	94.3	4.42	83.8	61.6	0.73	4.13	97.9	20.3												
	16.0	5.4	12.5	78.0	4.94	61.1	95.8	4.62	83.3	61.9	0.74	3.91	96.6	21.3												
	22.0	10.1	23.2	79.7	4.98	62.7	96.4	4.69	83.2	62.4	0.75	3.82	96.2	21.8												
70	10.0	2.3	5.3	82.0	5.02	64.8	97.2	4.78	81.1	60.5	0.75	4.60	96.8	17.6												
	16.0	5.2	12.1	84.7	5.08	67.4	98.2	4.89	82.2	61.5	0.75	4.31	96.9	19.1												
	22.0	9.7	22.5	86.5	5.12	69.1	98.8	4.95	82.6	62.0	0.75	4.20	97.0	19.7												
80	10.0	2.3	5.2	88.6	5.10	71.2	99.6	5.09	77.6	58.9	0.76	5.10	95.0	15.2												
	16.0	5.0	11.6	90.5	5.19	72.8	100.2	5.12	79.6	60.1	0.76	4.75	95.8	16.7												
	22.0	9.4	21.7	92.3	5.25	74.3	100.9	5.15	80.0	61.2	0.76	4.61	95.7	17.3												
90	10.0	2.2	5.1	92.2	5.10	74.8	100.8	5.30	73.8	57.0	0.77	5.60	92.9	13.2												
	16.0	4.9	11.3	95.3	5.26	77.4	102.0	5.31	75.6	58.0	0.77	5.26	93.5	14.4												
	22.0	9.1	21.1	96.5	5.34	78.2	102.3	5.29	75.8	59.0	0.78	5.09	93.2	14.9												
100	10.0	2.2	5.0	Operation not recommended					Operation not recommended																	
	16.0	4.8	11.0						70.7	55.7	0.79	5.84	90.6	12.1												
	22.0	8.8	20.2						70.6	56.2	0.80	5.65	89.9	12.5												
110	10.0	2.1	4.9						Operation not recommended						Operation not recommended											
	16.0	4.7	10.8												65.0	53.4	0.82	6.51	87.2	10.0						
	22.0	8.5	19.6												64.8	53.3	0.82	6.32	86.4	10.2						
120	10.0	2.1	4.9												Operation not recommended						Operation not recommended					
	16.0	4.7	10.9																		59.0	51.5	0.87	7.29	83.8	8.1
	22.0	8.3	19.1																		58.9	52.3	0.89	7.13	83.3	8.3

Tableau A.IV.2 Caractéristiques de la thermopompe Envision NLH080 de WaterFurnace

**NS030 - Performance Data**

**Single Speed PSC (900 cfm)**

EWT °F	Flow Rate gpm	Water Pressure Drop		HEATING - EAT 70 °F						COOLING - EAT 80/67 °F								
		psi	ft/hd	HC MBtu/h	Power kW	HE MBtu/h	LAT °F	COP	HWC MBtu/h	TC MBtu/h	SC MBtu/h	S/T Ratio	Power kW	HR MBtu/h	EER	HWC MBtu/h		
20	4.0	1.5	3.5	Operation not recommended						Operation not recommended								
	6.0	3.1	7.2															
	8.0	5.2	12.1	17.6	1.67	11.9	88.1	3.09	2.0									
30	4.0	1.5	3.4	Operation not recommended						Operation not recommended								
	6.0	3.0	7.0	20.2	1.66	14.6	90.8	3.57	2.2	26.4	18.9	0.71	1.06	30.0	24.9	—		
	8.0	5.1	11.8	20.7	1.68	14.9	91.2	3.61	2.2	26.9	18.8	0.70	1.03	30.4	26.1	—		
40	4.0	1.4	3.3	Operation not recommended						Operation not recommended								
	6.0	2.9	6.8	23.7	1.70	17.9	94.4	4.07	2.4	28.7	20.4	0.71	1.14	32.6	25.1	—		
	8.0	4.9	11.4	24.2	1.72	18.3	94.9	4.12	2.5	29.1	20.3	0.70	1.11	32.9	26.1	—		
50	4.0	1.4	3.2	25.9	1.74	20.0	96.6	4.36	2.6	30.7	21.8	0.71	1.29	35.1	23.8	1.5		
	6.0	2.8	6.6	26.8	1.75	20.8	97.6	4.49	2.7	30.8	21.9	0.71	1.25	35.0	24.7	1.4		
	8.0	4.8	11.1	27.4	1.76	21.3	98.1	4.55	2.8	31.2	21.9	0.70	1.22	35.3	25.5	1.4		
60	4.0	1.4	3.1	29.1	1.80	23.0	99.9	4.75	3.0	30.0	21.4	0.72	1.40	34.7	21.4	1.8		
	6.0	2.8	6.4	30.1	1.81	23.9	101.0	4.89	3.0	30.0	21.5	0.71	1.35	34.7	22.2	1.7		
	8.0	4.6	10.7	30.7	1.82	24.5	101.6	4.93	3.1	30.4	21.5	0.71	1.32	34.9	22.9	1.6		
70	4.0	1.3	3.0	32.4	1.87	26.0	103.3	5.08	3.3	30.1	21.7	0.72	1.54	35.4	19.5	2.2		
	6.0	2.7	6.2	33.5	1.88	27.1	104.5	5.22	3.4	30.2	21.7	0.72	1.49	35.3	20.3	2.1		
	8.0	4.5	10.4	34.1	1.90	27.6	105.1	5.24	3.5	30.6	21.8	0.71	1.46	35.5	20.9	2.0		
80	4.0	1.3	2.9	35.1	1.93	28.5	106.1	5.32	3.7	28.9	21.4	0.74	1.70	34.7	17.0	2.8		
	6.0	2.6	5.9	36.4	1.95	29.7	107.4	5.46	3.8	29.0	21.4	0.74	1.64	34.6	17.7	2.7		
	8.0	4.3	10.0	36.9	1.98	30.2	108.0	5.48	3.9	29.3	21.5	0.73	1.61	34.8	18.2	2.5		
90	4.0	1.2	2.8	37.9	2.01	31.0	108.9	5.51	4.2	26.7	20.2	0.76	1.87	33.1	14.3	3.5		
	6.0	2.5	5.7	39.3	2.04	32.3	110.4	5.64	4.3	26.9	20.2	0.75	1.80	33.0	14.9	3.3		
	8.0	4.2	9.6	39.9	2.06	32.8	111.0	5.66	4.4	27.1	20.3	0.75	1.77	33.2	15.3	3.2		
100	4.0	1.2	2.7	Operation not recommended						Operation not recommended								
	6.0	2.4	5.5															
	8.0	4.0	9.3	25.6	20.2	0.79	2.01	32.5	12.8	4.1	25.9	20.3	0.78	1.97	32.6	13.1	3.9	
110	4.0	1.1	2.6	Operation not recommended						Operation not recommended								
	6.0	2.3	5.3															
	8.0	3.9	8.9	21.7	18.9	0.87	2.22	29.3	9.8	5.0	22.0	19.0	0.87	2.17	29.4	10.1	4.7	
120	4.0	1.1	2.5	Operation not recommended						Operation not recommended								
	6.0	2.2	5.1															
	8.0	3.7	8.6	21.0	18.3	0.87	2.47	29.5	8.5	6.0	21.3	18.3	0.86	2.42	29.5	8.8	5.7	

Tableau A.IV.3 Caractéristiques de la thermopompe Envision NXW540 de WaterFurnace en mode chauffage

**NXW540 Performance Data**

**Heating**

EST °F	Flow GPM	Load Flow - 68 GPM						Load Flow - 108 GPM						Load Flow - 135 GPM							
		ELT °F	LLT °F	HC MBTUH	Power kW	HE MBTUH	COP	LST °F	LLT °F	HC MBTUH	Power kW	HE MBTUH	COP	LST °F	LLT °F	HC MBTUH	Power kW	HE MBTUH	COP	LST °F	
30	108	60	74.4	490.2	29.3	390.2	4.9	18.5	69.2	494.7	28.7	396.6	5.0	22.7	67.4	497.7	28.3	401.0	5.1	24.1	
		80	93.8	470.7	38.7	338.6	3.6	20.0	88.8	476.7	37.9	347.5	3.7	23.6	87.1	480.8	37.3	353.6	3.8	24.8	
		100	113.3	451.1	48.1	287.0	2.7	21.6	108.5	458.8	47.0	298.4	2.9	24.5	106.9	464.0	46.3	306.1	2.9	25.5	
		120	Operation not recommended																		
	135	60	74.7	500.3	29.5	399.6	5.0	18.2	69.3	504.8	28.9	406.2	5.1	22.5	67.5	507.9	28.5	410.7	5.2	23.9	
		80	94.1	480.3	38.9	347.5	3.6	19.8	89.0	486.5	38.1	356.5	3.7	23.4	87.3	490.7	37.5	362.7	3.8	24.6	
		100	113.5	460.4	48.4	295.3	2.8	21.3	108.7	468.3	47.3	306.9	2.9	24.3	107.0	473.6	46.6	314.7	3.0	25.3	
		120	Operation not recommended																		
	50	68	60	77.3	588.3	31.5	480.8	5.5	35.9	71.0	593.6	30.9	488.3	5.6	41.0	68.8	597.2	30.4	493.4	5.8	42.7
			80	96.6	564.1	40.4	426.3	4.1	37.5	90.6	571.4	39.5	436.5	4.2	41.9	88.5	576.3	38.9	443.4	4.3	43.4
			100	115.9	539.9	49.3	371.8	3.2	39.1	110.2	549.2	48.2	384.7	3.3	42.9	108.2	555.4	47.4	393.5	3.4	44.2
			120	135.2	515.8	58.2	317.2	2.6	40.7	129.8	526.9	56.8	333.0	2.7	43.8	127.9	534.5	55.9	343.6	2.8	44.9
108		60	77.8	606.8	31.8	498.3	5.6	35.3	71.3	612.3	31.1	506.0	5.8	40.6	69.1	616.0	30.7	511.2	5.9	42.4	
		80	97.1	581.8	40.8	442.7	4.2	37.0	90.9	589.3	39.9	453.3	4.3	41.6	88.8	594.4	39.3	460.3	4.4	43.2	
		100	116.4	556.9	49.7	387.2	3.3	38.6	110.5	566.4	48.6	400.5	3.4	42.6	108.5	572.8	47.9	409.5	3.5	43.9	
		120	135.6	532.0	58.7	331.6	2.7	40.2	130.1	543.5	57.4	347.8	2.8	43.6	128.2	551.3	56.5	358.6	2.9	44.7	
135		60	78.2	619.2	32.0	510.1	5.7	35.0	71.6	624.9	31.3	517.9	5.8	40.4	69.3	628.7	30.9	523.2	6.0	42.2	
		80	97.5	593.8	41.0	453.9	4.2	36.7	91.1	601.5	40.1	464.5	4.4	41.4	89.0	606.6	39.5	471.8	4.5	43.0	
		100	116.7	568.4	50.0	397.6	3.3	38.3	110.7	578.1	48.9	411.1	3.5	42.4	108.7	584.6	48.2	420.3	3.6	43.8	
		120	136.0	542.9	59.1	341.4	2.7	40.0	130.3	554.7	57.7	357.7	2.8	43.4	128.3	562.6	56.8	368.8	2.9	44.5	
70	68	60	80.6	701.3	33.9	585.4	6.1	52.8	73.1	707.7	33.3	594.2	6.2	59.0	70.5	712.0	32.8	600.0	6.4	61.1	
		80	99.8	671.9	42.4	527.1	4.6	54.5	92.6	680.6	41.5	538.9	4.8	60.0	90.2	686.4	40.9	546.8	4.9	61.9	
		100	118.9	642.5	50.9	468.7	3.7	56.2	112.1	653.5	49.8	483.6	3.8	61.0	109.8	660.9	49.0	493.6	4.0	62.7	
		120	138.0	613.1	59.4	410.4	3.0	57.9	131.6	626.4	58.1	428.3	3.2	62.1	129.4	635.4	57.1	440.4	3.3	63.5	
	108	60	81.3	723.3	34.3	606.4	6.2	52.2	73.5	729.9	33.6	615.4	6.4	58.6	70.9	734.3	33.1	621.4	6.5	60.8	
		80	100.4	693.0	42.8	546.9	4.7	53.9	93.0	702.0	41.9	559.0	4.9	59.6	90.5	708.0	41.3	567.1	5.0	61.6	
		100	119.5	662.7	51.4	487.4	3.8	55.7	112.5	674.0	50.2	502.6	3.9	60.7	110.1	681.7	49.5	512.9	4.0	62.4	
		120	138.6	632.4	60.0	427.8	3.1	57.4	132.0	646.1	58.6	446.2	3.2	61.7	129.7	655.3	57.6	458.6	3.3	63.2	
	135	60	81.7	738.2	34.5	620.6	6.3	51.7	73.8	744.9	33.8	629.7	6.5	58.3	71.1	749.4	33.3	635.8	6.6	60.6	
		80	100.8	707.3	43.1	560.3	4.8	53.5	93.3	716.4	42.2	572.5	5.0	59.4	90.7	722.6	41.5	580.8	5.1	61.4	
		100	119.9	676.3	51.7	499.9	3.8	55.3	112.7	687.9	50.5	515.4	4.0	60.5	110.3	695.7	49.8	525.9	4.1	62.2	
		120	139.0	645.4	60.3	439.6	3.1	57.1	132.2	659.4	58.9	458.3	3.3	61.5	129.9	668.8	58.0	470.9	3.4	63.0	
90	68	60	83.9	814.3	36.4	690.1	6.6	69.7	75.2	821.7	35.7	700.0	6.8	77.0	72.2	826.7	35.2	706.7	6.9	79.5	
		80	102.9	779.7	44.5	627.9	5.1	71.5	94.6	789.8	43.5	641.2	5.3	78.1	91.8	796.5	42.9	650.2	5.4	80.4	
		100	Operation not recommended																		
	108	60	84.7	839.9	36.7	714.6	6.7	69.0	75.7	847.5	36.0	724.7	6.9	76.6	72.6	852.7	35.5	731.6	7.0	79.2	
		80	103.7	804.2	44.9	651.0	5.3	70.9	95.1	814.6	43.9	664.7	5.4	77.7	92.2	821.6	43.3	673.9	5.6	80.0	
		100	122.6	768.5	53.0	587.5	4.2	72.7	114.5	781.6	51.9	604.7	4.4	78.8	111.7	790.5	51.1	616.3	4.5	80.9	
		120	Operation not recommended																		
	135	60	85.2	857.1	36.9	731.1	6.8	68.5	76.0	864.9	36.2	741.4	7.0	76.3	72.9	870.2	35.7	748.4	7.1	78.9	
		80	104.1	820.7	45.2	666.7	5.3	70.4	95.4	831.3	44.2	680.5	5.5	77.4	92.4	838.5	43.5	689.9	5.6	79.8	
		100	123.1	784.3	53.4	602.2	4.3	72.3	114.8	797.7	52.2	619.7	4.5	78.5	112.0	806.7	51.4	631.5	4.6	80.6	
		120	Operation not recommended																		

Tableau A.IV.4 Caractéristiques de la thermopompe Envision NXW540 de WaterFurnace en mode climatisation

Cooling

Source		Load Flow - 68 GPM							Load Flow - 108 GPM							Load Flow - 135 GPM						
EST °F	Flow GPM	ELT °F	LLT °F	TC MBTUH	Power kW	HR MBTUH	EER	LST °F	LLT °F	TC MBTUH	Power kW	HR MBTUH	EER	LST °F	LLT °F	TC MBTUH	Power kW	HR MBTUH	EER	LST °F		
30	68	50	34.4	531.7	22.3	607.8	23.8	47.9	39.7	555.6	22.7	633.1	24.5	48.6	41.5	571.7	23.0	650.2	24.9	49.1		
		70	53.3	568.6	24.9	653.7	22.8	49.2	59.0	594.2	25.4	680.8	23.4	50.0	60.9	611.4	25.7	699.1	23.8	50.6		
		90	72.2	605.5	27.6	699.6	22.0	50.6	78.3	632.7	28.1	728.5	22.5	51.4	80.4	651.1	28.4	748.1	22.9	52.0		
	108	110	91.1	642.4	30.2	745.5	21.3	51.9	97.6	671.3	30.8	776.2	21.8	52.8	99.8	690.8	31.1	797.0	22.2	53.4		
		50	33.1	573.1	21.1	645.0	27.2	41.9	38.9	600.1	21.5	673.3	27.9	42.5	40.8	618.3	21.7	692.5	28.4	42.8		
		70	52.0	613.6	23.6	694.1	26.0	42.9	58.1	642.0	24.0	724.0	26.7	43.4	60.2	661.2	24.3	744.1	27.2	43.8		
	135	90	70.8	654.2	26.1	743.1	25.1	43.8	77.3	684.0	26.5	774.6	25.8	44.3	79.6	704.1	26.9	795.8	26.2	44.7		
		110	89.6	694.7	28.6	792.2	24.3	44.7	96.6	726.0	29.1	825.2	25.0	45.3	98.9	747.0	29.4	847.5	25.4	45.7		
		50	32.3	601.0	20.3	670.1	29.6	39.9	38.3	630.1	20.6	700.5	30.5	40.4	40.4	649.7	20.9	721.0	31.1	40.7		
	50	68	70	51.1	644.0	22.7	721.3	28.4	40.7	57.5	674.3	23.1	753.1	29.2	41.2	59.7	694.8	23.4	774.5	29.7	41.5	
			90	69.8	687.0	25.1	772.5	27.4	41.4	76.7	718.6	25.5	805.7	28.2	41.9	79.0	739.9	25.8	828.0	28.6	42.3	
			110	88.5	730.1	27.5	823.7	26.6	42.2	95.9	762.9	28.0	858.2	27.3	42.7	98.4	785.0	28.3	881.6	27.7	43.1	
108		50	35.5	491.8	28.9	590.2	17.0	67.4	40.5	513.9	29.4	614.1	17.5	68.1	42.2	528.8	29.8	630.3	17.8	68.5		
		70	54.4	528.9	31.5	636.2	16.8	68.7	59.8	552.7	32.0	662.0	17.3	69.5	61.6	568.7	32.4	679.4	17.5	70.0		
		90	73.4	566.1	34.1	682.3	16.6	70.1	79.0	591.5	34.7	709.8	17.1	70.9	81.0	608.7	35.1	728.5	17.3	71.4		
135		110	92.3	603.2	36.7	728.3	16.5	71.4	98.3	630.3	37.3	757.7	16.9	72.3	100.4	648.6	37.8	777.5	17.2	72.9		
		50	34.5	528.6	27.4	621.9	19.3	61.5	39.7	553.5	27.9	648.6	19.9	62.0	41.6	570.3	28.2	666.5	20.2	62.3		
		70	53.3	569.2	29.8	671.0	19.1	62.4	59.0	595.6	30.4	699.2	19.6	62.9	60.9	613.4	30.7	718.2	20.0	63.3		
70		68	90	72.1	609.9	32.3	720.0	18.9	63.3	78.2	637.6	32.9	749.8	19.4	63.9	80.3	656.4	33.3	769.9	19.7	64.3	
			110	90.9	650.5	34.7	769.0	18.7	64.2	97.4	679.7	35.4	800.4	19.2	64.8	99.6	699.4	35.8	821.6	19.5	65.2	
			50	33.7	553.5	26.3	643.3	21.0	59.5	39.3	580.3	26.8	671.8	21.6	60.0	41.1	598.4	27.2	691.0	22.0	60.2	
	108	70	52.5	596.4	28.7	694.4	20.8	60.3	58.4	624.5	29.2	724.3	21.4	60.7	60.5	643.5	29.6	744.5	21.7	61.0		
		90	71.2	639.4	31.1	745.4	20.6	61.0	77.6	668.8	31.6	776.8	21.1	61.5	79.8	688.6	32.0	797.9	21.5	61.8		
		110	89.9	682.4	33.4	796.5	20.4	61.8	96.8	713.1	34.1	829.3	20.9	62.3	99.1	733.8	34.5	851.4	21.3	62.6		
	135	50	36.7	451.8	35.4	572.6	12.8	86.8	41.3	472.1	36.1	595.2	13.1	87.5	42.8	485.8	36.5	610.4	13.3	88.0		
		70	55.6	489.2	38.0	618.8	12.9	88.2	60.5	511.2	38.7	643.2	13.2	88.9	62.2	526.0	39.2	659.6	13.4	89.4		
		90	74.5	526.6	40.5	664.9	13.0	89.6	79.8	550.2	41.3	691.1	13.3	90.3	81.6	566.2	41.8	708.8	13.5	90.8		
	90	68	110	Operation not recommended																		
			50	35.8	484.1	33.6	598.8	14.4	81.1	40.6	506.9	34.2	623.8	14.8	81.6	42.3	522.3	34.7	640.6	15.1	81.9	
			70	54.6	524.8	36.0	647.8	14.6	82.0	59.8	549.1	36.7	674.4	15.0	82.5	61.6	565.5	37.2	692.3	15.2	82.8	
108		90	73.4	565.5	38.5	696.8	14.7	82.9	79.1	591.3	39.2	725.0	15.1	83.4	81.0	608.7	39.7	744.0	15.3	83.8		
		110	Operation not recommended																			
		50	35.1	506.0	32.4	616.5	15.6	79.1	40.2	530.5	33.0	643.1	16.1	79.5	41.9	547.0	33.4	661.0	16.4	79.8		
135		70	53.9	548.9	34.7	667.4	15.8	79.9	59.4	574.7	35.4	695.5	16.2	80.3	61.2	592.2	35.8	714.4	16.5	80.6		
		90	72.6	591.8	37.1	718.3	16.0	80.6	78.5	619.0	37.8	747.9	16.4	81.1	80.6	637.3	38.2	767.8	16.7	81.4		
		110	Operation not recommended																			
110		68	50	37.9	411.8	42.0	555.0	9.8	106.3	42.0	430.3	42.7	576.2	10.1	106.9	43.4	442.8	43.3	590.5	10.2	107.4	
			70	56.8	449.5	44.5	601.3	10.1	107.7	61.3	469.7	45.3	624.3	10.4	108.4	62.8	483.3	45.9	639.8	10.5	108.8	
			90	75.7	487.1	47.0	647.6	10.4	109.0	80.6	509.0	47.9	672.4	10.6	109.8	82.2	523.7	48.5	689.2	10.8	110.3	
	108	110	Operation not recommended																			
		50	37.1	439.7	39.9	575.7	11.0	100.7	41.5	460.4	40.6	599.0	11.3	101.1	43.0	474.4	41.1	614.6	11.5	101.4		
		70	55.9	480.4	42.3	624.7	11.4	101.6	60.7	502.7	43.1	649.6	11.7	102.0	62.3	517.7	43.6	666.4	11.9	102.3		
	135	90	74.7	521.2	44.7	673.7	11.7	102.5	79.9	544.9	45.5	700.2	12.0	103.0	81.7	560.9	46.1	718.1	12.2	103.3		
		110	Operation not recommended																			
		50	36.5	458.5	38.5	589.7	11.9	98.7	41.1	480.7	39.2	614.3	12.3	99.1	42.7	495.7	39.7	630.9	12.5	99.3		
	110	68	70	55.3	501.3	40.8	640.5	12.3	99.5	60.3	524.9	41.5	666.6	12.6	99.9	62.0	540.9	42.0	684.3	12.9	100.1	
			90	74.0	544.2	43.1	691.3	12.6	100.2	79.5	569.2	43.9	719.0	13.0	100.7	81.3	586.1	44.4	737.7	13.2	100.9	
			110	Operation not recommended																		
108		50	39.1	371.9	48.5	537.5	7.7	125.8	42.8	388.6	49.4	557.2	7.9	126.4	44.1	399.9	50.0	570.6	8.0	126.8		
		70	57.9	409.7	51.0	583.9	8.0	127.2	62.1	428.2	52.0	605.5	8.2	127.8	63.5	440.6	52.6	620.1	8.4	128.2		
		90	Operation not recommended																			
135		50	38.4	395.2	46.1	552.6	8.6	120.2	42.3	413.8	47.0	574.2	8.8	120.6	43.7	426.4	47.6	588.7	9.0	120.9		
		70	57.2	436.0	48.5	601.6	9.0	121.1	61.6	456.2	49.4	624.8	9.2	121.6	63.0	469.8	50.0	640.5	9.4	121.9		
		90	Operation not recommended																			
135		50	37.9	411.0	44.5	562.9	9.2	118.3	42.0	430.9	45.3	585.6	9.5	118.7	43.4	444.3	45.9	600.9	9.7	118.9		
		70	56.7	453.8	46.8	613.5	9.7	119.1	61.2	475.1	47.7	637.8	10.0	119.4	62.7	489.5	48.3	654.2	10.1	119.7		
		90	Operation not recommended																			
110	Operation not recommended																					

## LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- ASHRAE. 2007. HVAC Applications : Chapter 32 Geothermal Energy, SI Edition, «ASHRAE Handbook». United State: ASHRAE, 30 p
- Bandosa, Tatyana V., Álvaro Monterob, Esther Fernández, Juan Luis G. Santandera, José María Isidroa, Jezabel Pérez, Pedro J. Fernández de Córdoba et Javier F. Urchueguíab. 2009. « Finite line-source model for borehole heat exchangers: effect of vertical temperature variations ». Geothermics, vol. 38, p. 263-270.
- Bernier, M., et P. Mikael. 2010. « Vertical geothermal borefields ». ASHRAE journal, vol. 52, no 07, p. 20-28.
- Blomberg, Thomas, Johan Claesson, Per Eskilson, Göran Hellström et Burkhard Sanner. 2008. « EED 3.0 : Earth Energy Designer ». Suède.
- Celsia. 2010. « Ground Loop Design Premier 2010 User's Guide ». USA.
- Chapuis, Simon. 2009. «Stockage thermique saisonnier dans un champ de puits géothermiques verticaux en boucle fermée ». Montréal, École Polytechnique, 192 p.
- Claesson, J. et J. Bennet. 1987. « Multipole Method to Compute the Conductive Heat Flows to and between Pipes in a cylinder ». Department of Building Technology and Mathematical Physics, Lund, Suède.
- Derman, J.D., et S Kavanaugh. 1991. « Simulation of vertical U-tube ground coupled heat pump systems using the cylindrical heat source solution ». ASHRAE Transactions, vol. 97, p. 287-295.
- Eskilson, P. 1987. « Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes ». Thesis, Suède, University of Lund. geothermal, Gaia. 2010. « The Ground Loop Design™ Premier 2010 Edition User's Manual ». USA.
- Hart, D.P., et R. Couvillion. 1986. « Earth-Coupled Heat Transfer ». Dublin, National Water Well Association, 192 p.
- Hellström, G. 1991. « Ground Heat storage : Thermal Analyses of Duct Storage Systems I. theory ». Thesis, Suède, University of Lund.
- Hellström, G. 1989. « DUCT GROUND HEAT STORAGE MODEL Manual for Computer Code ». Department of Mathematical Physics, Suède, University of Lund.
- Kavanaugh, S. 2010. « Determining Thermal Resistance ». ASHRAE journal, vol. 52, no 08, p. 72-75.



- Kavanaugh, S.P. 1985. « Simulation and Experimental Verification of Vertical Ground-coupled Heat Pump Systems ». Thesis, USA, Oklahoma State University.
- Kavanaugh, S.P., et K Rafferty. 1997. «Ground-Source Heat Pump : Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings ». Atlanta, États-Unis: ASHRAE, 167 p.
- L, Lamarche., S Kajl et B Beauchamp. 2010. « A review of methods to evaluate borehole thermal resistance in geothermal heat-pump systems ». *Geothermics*, vol. 39, p. 187-200.
- Lamarche, L. 2009. « A fast algorithm for the hourly simulations of ground-source heat pumps using arbitrary response factors ». *Renewable Energy*, vol. 34, p. 2252-2258.
- Lamarche, L. et B. Beauchamp. 2007. « A Fast Algorithm for the simulation of GCHP Systems». *ASHRAE Transactions*, vol. 113 part 1, p. 470-476.
- Lamarche, L. et B. Beauchamp. 2006. « A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes ». *Energy and Buildings*, vol. 39, p. 188-198.
- Lamarche, L. et B. Beauchamp. 2006. « New solutions for the short-time analysis of geothermal vertical boreholes ». *International Journal of Heat Transfer*, vol. 50, p. 1408-1419.
- Lecours, Mathieu. 2010. « Étude de la consommation énergétique d'une succursale de la Banque National située à Laval », Shawinigan : Laboratoire des technologies de l'énergie, 45 pages
- Ressources naturelles Canada. 2004. « Le chauffage et le refroidissement à l'aide d'une thermopompe ». M144-51/2004F. Ottawa (Ont.) : Ministère des Ressources Naturelles du Canada, 37 p
- Pinel, Patrice. 2003. « Amélioration, validation et implantation d'un algorithme de calcul pour évaluer le transfert thermique dans les puits verticaux de systèmes de pompes à chaleur géothermiques ». Montréal, Ecole Polytechnique, 156 p.
- Philippe, M., M. Bernier et D. Marchio. 2009. « Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes ». *Geothermics*, vol. 38, p. 407-413
- Philippe, M., M. Bernier et D. Marchio. 2010. « Vertical Geothermal Borefields». *ASHRAE Journal*, Juillet 2010, p. 20-28
- Sharqawy, M.H., E.M. Mokheimer et H.M. Badr. 2009. « Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers ». *Geothermics*, vol. 38, p. 271-277.

- Spitler, J.D. 2000. « A Design Tool For Commercial Building Ground Loop Heat Exchangers ». In Proceedings of the Fourth International Heat Pumps in Cold Climates Conference (August 17-18 2000).
- Villinger, H. 1985. « Solving cylindrical geothermal problems using the Gaver-Stehfest inverse Laplace transform ». *Geophysics*, vol. 50, no 10, p. 1581-1587.
- Yavuzturk, C. 1988. « Modeling og Vertical Ground Loop Heat Exchangers for Ground Source Heat Pump Systems ». Thesis, Germany, Technical University of Berlin.
- Yavuzturk, C., et J.D. Spitler. 1999. « A Short Time Step Response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchangers ». *ASHRAE Transactions*, vol. 105 Part 2, p. 475-485.
- Zeng, H. Y., Diao, N. R. et Fang, Z. H. 2002. « A Finite Line-Source Model for Boreholes in Geothermal Heat Exchangers Heat Transfer ». *Asian Research*, vol. 31 (7), p.558 -567