

ANALYSE DE PROJETS D'ÉNERGIES PROPRES : MANUEL D'INGÉNIERIE ET D'ÉTUDES DE CAS RETSCREEN®



Centre de la technologie
de l'énergie de CANMET
- Varennes (CTEC)

En collaboration avec :



CHAPITRE ANALYSE DE PROJETS DE POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUE

Exonération

Cette publication, diffusée à des fins uniquement didactiques, ne reflète pas nécessairement le point de vue du gouvernement du Canada et ne constitue en aucune façon une approbation des produits commerciaux ou des personnes qui y sont mentionnées, quels qu'ils soient. De plus, pour ce qui est du contenu de cette publication, le gouvernement du Canada, ses ministres, ses fonctionnaires et ses employés ou agents n'offrent aucune garantie et n'assument aucune responsabilité.

© Ministre de Ressources
naturelles Canada 2001 - 2006.



ISBN : 0-662-78830-3

Numéro de catalogue : M39-111/2005F-PDF

© Ministre de Ressources naturelles Canada 2001 - 2006.



TABLE DES MATIÈRES

1	CONTEXTE - PROJETS DE POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUE	5
1.1	Description des systèmes de pompes à chaleur géothermique (PCG)	9
1.1.1	Pompe à chaleur	10
1.1.2	Échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS)	12
1.1.3	Système de distribution de chaleur et de froid	19
1.2	Marché des systèmes de pompes à chaleur géothermique	19
1.2.1	Bâtiments résidentiels	21
1.2.2	Bâtiments commerciaux & institutionnels	21
2	MODÈLE RETSCREEN POUR PROJETS DE POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUE	25
2.1	Méthode de calcul par intervalle de température et critères de conception	28
2.2	Données météorologiques	29
2.2.1	Génération d'intervalles de température	29
2.2.2	Évaluation de la température du sol	30
2.3	Calcul des charges du bâtiment – Méthode selon les caractéristiques architecturales	31
2.3.1	Bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels	31
2.3.2	Bâtiments résidentiels	43
2.4	Calcul des charges du bâtiment – Méthode selon le profil énergétique	48
2.5	Calcul de la charge du bâtiment pour chaque intervalle de température	51
2.6	Échangeurs de chaleur avec le sol (ÉCS) à boucle fermée	52
2.6.1	Dimensionnement des échangeurs de chaleur avec le sol (ÉCS)	52
2.6.2	Température de conception de l'eau entrante (T_{ent})	54
2.6.3	Facteur de charge partielle (F)	54
2.7	Échangeurs de chaleur avec le sol (ÉCS) à boucle ouverte (aquifère)	55
2.8	Système de pompe à chaleur	58
2.8.1	Coefficient de performance (COP) et capacité ($Q_{cl/ch}$)	58
2.8.2	Température de l'eau entrante ($T_{ent,i}$) pour un échangeur avec le sol à boucle fermée	60
2.8.3	Température de l'eau entrante (T_{ent}) pour un échangeur avec le sol à boucle ouverte (aquifère)	60
2.9	Évaluation de l'énergie utilisée	62
2.9.1	Temps de marche de la pompe à chaleur et énergie utilisée par les pompes auxiliaires	62
2.9.2	Besoins en chauffage et en climatisation supplémentaires	63



2.10 Validation	63
2.10.1 Validation de la génération d'intervalles de température	63
2.10.2 Validation du dimensionnement d'un ÉCS vertical à boucle fermée	66
2.11 Conclusion	71
RÉFÉRENCES	73



CHAPITRE ANALYSE DE PROJETS DE POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUE

Le manuel *Analyse de projets d'énergies propres : Manuel d'ingénierie et d'études de cas RETScreen®* est un document de référence électronique destiné aux professionnels et aux étudiants universitaires. Le présent chapitre couvre l'analyse de projets potentiels de pompes à chaleur géothermiques avec le logiciel d'analyse de projets d'énergies propres RETScreen® International; il présente le contexte de ces projets ainsi qu'une description détaillée des algorithmes utilisés dans le logiciel RETScreen®. Une collection d'études de cas, comprenant mandats, solutions et informations sur comment ces projets se sont comportés dans la réalité, est disponible sur le site Web du Centre d'aide à la décision sur les énergies propres RETScreen® International www.retscreen.net.

1 CONTEXTE - PROJETS DE POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUE¹

Maintenir une température confortable dans un bâtiment peut requérir une importante quantité d'énergie. Des systèmes indépendants de chauffage et de climatisation sont le plus souvent utilisés pour maintenir cette température en utilisant une source d'énergie qui est généralement l'électricité, un combustible fossile ou une forme de biomasse. En tenant compte du fait que 46 % de l'énergie solaire est absorbée par le sol (**Figure 1**), une autre option est d'utiliser cette forme d'énergie abondante pour chauffer et climatiser un bâtiment. Par rapport aux autres sources d'énergie pour le chauffage et la climatisation qui doivent être transportées sur de longues distances, l'énergie du sol présente l'avantage d'être disponible sur place et en grande quantité.

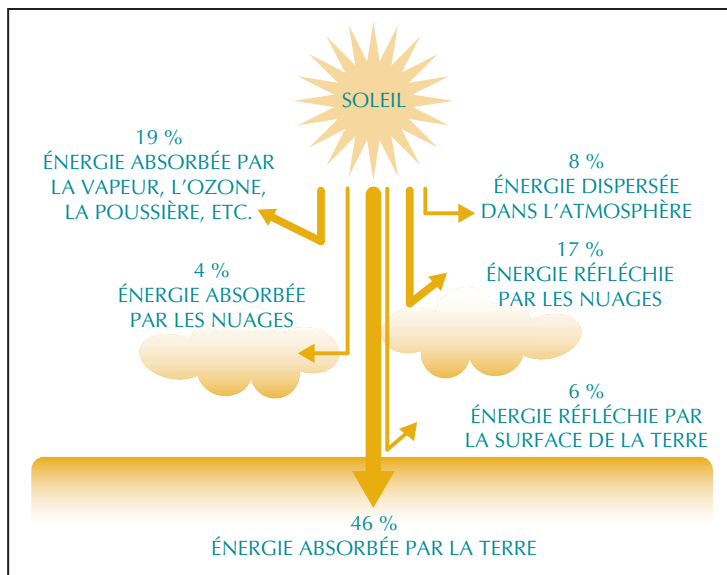


Figure 1 :

Ventilation de l'énergie solaire.

1. Une partie du texte et des figures dans cette section « Contexte » provient des deux références suivantes : Ressources naturelles Canada, *Les systèmes géothermiques résidentiels : Guide de l'acheteur*, Division de l'énergie renouvelable et électrique, Direction des ressources énergétiques de Ressources naturelles Canada, ISBN 0-662-86175-2, N° de catalogue : M92-236/2001F, Ottawa, ON, Canada, 2002, 41 pp.; et Ressources naturelles Canada, *Les systèmes géothermiques commerciaux : Guide de l'acheteur*, Division de l'énergie renouvelable et électrique, Direction des ressources énergétiques de Ressources naturelles Canada, ISBN 0-662-87736-5, N° de catalogue : M92-251/2002F, Ottawa, ON, Canada, 2002, 99 pp.

Parce que la terre transfère la chaleur graduellement et qu'elle possède une grande capacité de stockage thermique, la température d'un sol change lentement, c.-à-d. à l'ordre de mois ou même d'années, en fonction de la profondeur de la mesure. À cause de sa faible conductivité thermique, le sol peut transférer une partie de sa chaleur de la saison de climatisation à la saison de chauffage, tel que représenté dans la **Figure 2**; la chaleur absorbée par le sol durant l'été est effectivement utilisée en hiver. Ce cycle annuel et perpétuel d'échange entre les températures de l'air et du sol génère un potentiel d'échange thermique qui peut-être exploité pour chauffer ou climatiser un bâtiment.

Une autre caractéristique thermique de la terre est que seulement quelques mètres de sol en surface suffisent à isoler le sol de même que la nappe phréatique sous-jacente (c.-à-d. les eaux souterraines), en minimisant l'amplitude des variations de la température du sol par rapport aux variations des températures de l'air (voir **Figure 2** et **Figure 3**). Cet effet découlant de la résistivité thermique du sol, facilite aussi le transfert de chaleur ou de froid vers la saison de chauffage ou de climatisation, respectivement. La terre est effectivement plus chaude que l'air ambiant en hiver et plus fraîche que l'air ambiant en été.

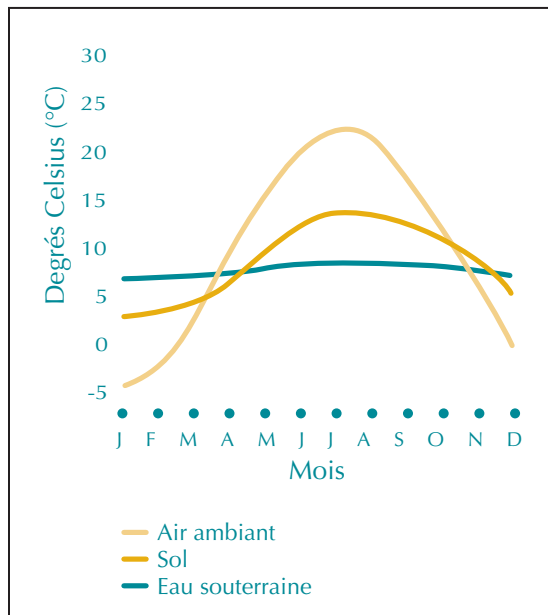


Figure 2 :
Température moyenne mensuelle au Canada.

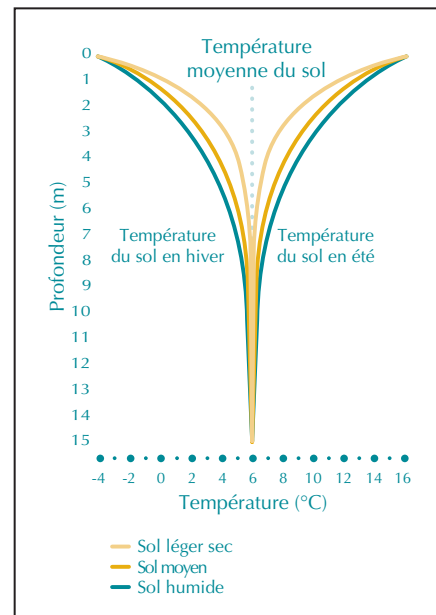


Figure 3 :
Variation de la température du sol.

La terre et la nappe phréatique qui existent sous la surface du sol constituent donc des sources gratuites d'énergie renouvelable qui peuvent facilement fournir suffisamment d'énergie pour chauffer et climatiser une maison typique de banlieue. Par exemple, une pompe à chaleur géothermique (PCG)² transforme l'énergie du sol en énergie utile pour chauffer ou climatiser des bâtiments. Elle fournit de la chaleur à basse température en l'extrayant du sol

2. Les PCG sont aussi dénommées pompes à chaleur géothermale ou systèmes d'énergie du sol.



ou d'une masse d'eau, et climatise par le processus inverse. Leurs principales applications sont le chauffage des espaces et leur climatisation, mais aussi la production d'eau chaude tel que pour les usages domestiques. Elles peuvent aussi être utilisées pour maintenir l'intégrité de fondations en situation de pergélisol, notamment en les maintenant gelées en été.

Une pompe à chaleur est utilisée pour concentrer ou modifier le niveau de température de cette chaleur gratuite provenant du sol, avant de la distribuer dans un bâtiment grâce à des conduits de ventilation conventionnels. Elle opère de manière similaire à un réfrigérateur ou un système de conditionnement d'air conventionnel dans la mesure où elle repose sur l'utilisation d'une source d'énergie externe, habituellement l'électricité, pour concentrer la chaleur et changer le niveau de température. Chaque kW d'électricité pour alimenter une PCG permet d'extraire plus de 3 kW d'énergie renouvelable du sol. Les puissances des pompes à chaleur varient généralement de 3,5 à 35 kW de capacité de climatisation (environ 1 à 10 tonnes de réfrigération), et une seule unité est souvent suffisante pour une maison ou un petit édifice commercial. Pour des bâtiments commerciaux, institutionnels et industriels, plusieurs pompes à chaleur pourront être utilisées.

Comme les systèmes PCG ne créent pas de produits de combustion et qu'ils extraient un surplus d'énergie gratuite du sol (**Figure 4**), ils peuvent réellement produire plus d'énergie qu'en consommer. Sur une saison, les PCG démontrent ainsi régulièrement des efficacités allant de 200 à 500 %. Les PCG sont aussi plus efficaces que les pompes à chaleur classiques qui échangent la chaleur avec l'air extérieur, à cause de la stabilité et du niveau des températures du sol. Ils sont aussi plus performants que les systèmes de chauffage et climatisation conventionnels, et présentent habituellement des coûts d'entretien moindres. Les systèmes PCG requièrent moins d'espace, particulièrement lorsqu'un circuit de distribution



Figure 4 :

*Système PCG - Ensevelissement
d'un échangeur de chaleur horizontal.*

Crédit photo :

Craig Miller Productions





à fluide caloporteur liquide remplace les traditionnels et volumineux conduits d'air. Ils présentent aussi moins de risques de vandalisme par rapport aux unités conventionnelles installées sur les toits. Finalement, une réduction des coûts associés aux appels de puissance peut souvent découler du fait que la puissance appelée par les systèmes PCG durant la saison de climatisation, est plus faible que celle associée aux systèmes de climatisation conventionnels.

Des économies d'énergie importantes peuvent donc être réalisées lorsque des systèmes PCG sont utilisés au lieu des systèmes conventionnels de chauffage/climatisation et des pompes à chaleur classiques utilisant l'air extérieur. Pratiquement, des réductions de 30 à 70 % de la consommation d'énergie en mode chauffage et de 20 à 50 % en mode climatisation peuvent être atteintes. Les réductions de la consommation d'énergie sont encore plus importantes lorsqu'on les compare avec les systèmes de chauffage à combustion ou les systèmes de chauffage électrique à résistance. Ce potentiel de réduction des consommations d'énergie a conduit à de très nombreuses applications des systèmes PCG.

Aujourd'hui, les systèmes PCG démontrent une des plus forte croissance en matière d'énergie renouvelable dans le monde, avec la majeure partie de cette croissance aux États-Unis et en Europe, mais aussi dans d'autres pays comme le Japon et la Turquie. À la fin de 2004, la capacité mondiale installée était estimée à 12 GW_{th} avec une consommation d'énergie équivalente à 20 TWh. Environ 1 million de systèmes PCG ont déjà été installés dans le monde et un taux de croissance de 10 % dans environ 30 pays, a été observé au cours des dix dernières années [Lund, 2004].

Aux États-Unis seulement, plus de 50 000 systèmes PCG sont vendus chaque année, en majorité pour des applications résidentielles. On y estime que plus d'un demi-million d'unités ont déjà été installées, avec 85 % de systèmes à boucle fermé (46 % à boucles verticales et 38 % à boucles horizontales) et 15 % de systèmes à boucle ouverte (aquifère) [Lund, 2004].

En 2005, le plus gros système PCG du monde servait à alimenter un groupe de bâtiment à Louisville (KY), États-Unis, pour satisfaire les besoins en chauffage et climatisation de 600 chambres, 100 appartements et 89 000 m² d'espace à bureau, représentant une superficie totale de 161 650 m² (**Figure 5**). Dans ce contexte, l'aquifère est utilisée pour fournir 15,8 MW de climatisation et 19,6 MW de chauffage, démontrant ainsi que les systèmes PCG ne sont pas limités aux applications à petite échelle. En opération depuis 15 ans sans problèmes, ce système a permis de réduire la consommation énergétique globale de 47 % et de générer des économies mensuelles de 30 000 \$ (CAD) en comparaison de la facture énergétique de bâtiments adjacents similaires [DOE, 1999].

Les sections suivantes décrivent les principales composantes d'un système PCG (pompe à chaleur, échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS) et système de distribution) et présentent le marché des bâtiments résidentiel, commercial et institutionnel.





Figure 5 :

Le plus gros système PCG du monde desservant un groupe de bâtiments du Galt House East Hotel et du Waterfront Office à Louisville (KY), États-Unis.

Crédit photo :

Marion Pinckley (NREL PIX)

1.1 Description des systèmes de pompes à chaleur géothermique (PCG)

Un système de pompe à chaleur géothermique comprend trois principales composantes : une pompe à chaleur, un échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS) et un système de distribution intérieure de chaleur et de froid (**Figure 6**). Ces trois principales composantes et les différentes configurations d'échangeurs de chaleur avec le sol, font l'objet d'une présentation plus détaillée dans les sections suivantes.

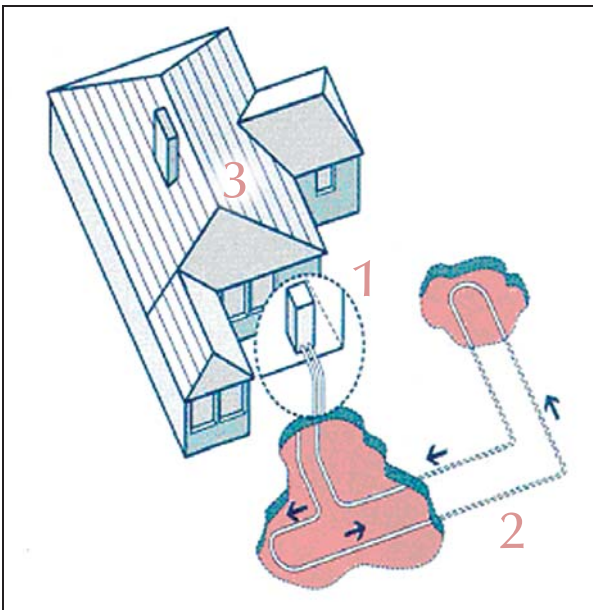


Figure 6 :

Les trois principales composantes d'un système PCG :

(1) pompe à chaleur,

(2) échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS), et

(3) système de distribution intérieure de chaleur et de froid.



1.1.1 Pompe à chaleur

Une pompe à chaleur transfère la chaleur entre le système de distribution de chaleur/froid et l'échangeur avec le sol. Elle constitue la base d'un système PCG.

Le type le plus courant de pompe à chaleur utilisé dans les systèmes PCG est une unité de type « eau-air » d'une puissance de climatisation variant de 3,5 à 35 kW. La classification « eau-air » indique que le fluide caloporteur qui transporte la chaleur de l'échangeur avec le sol (chauffage) ou vers celui-ci (climatisation) est de l'eau ou un mélange d'eau et de glycol et que le système de distribution de chaleur/froid utilise l'air comme fluide caloporteur. La pompe à chaleur peut-être de type à plage d'opération étendue ce qui permet d'opérer avec une température d'entrée plus faible en mode chauffage et une température d'entrée plus élevée en mode climatisation. Toutes les composantes de ce type de pompe à chaleur sont contenues dans une seule enceinte : le compresseur, l'échangeur de chaleur qui établit le lien d'échange avec le sol-fluide frigorigène, les contrôles ainsi que le système de distribution d'air qui comprend une armoire de traitement d'air, un ventilateur, un filtre, un échangeur fluide frigorigène-air et un système de purge d'eau de condensation pour la climatisation. Une unité de pompe à chaleur typique est illustrée dans la **Figure 7**.

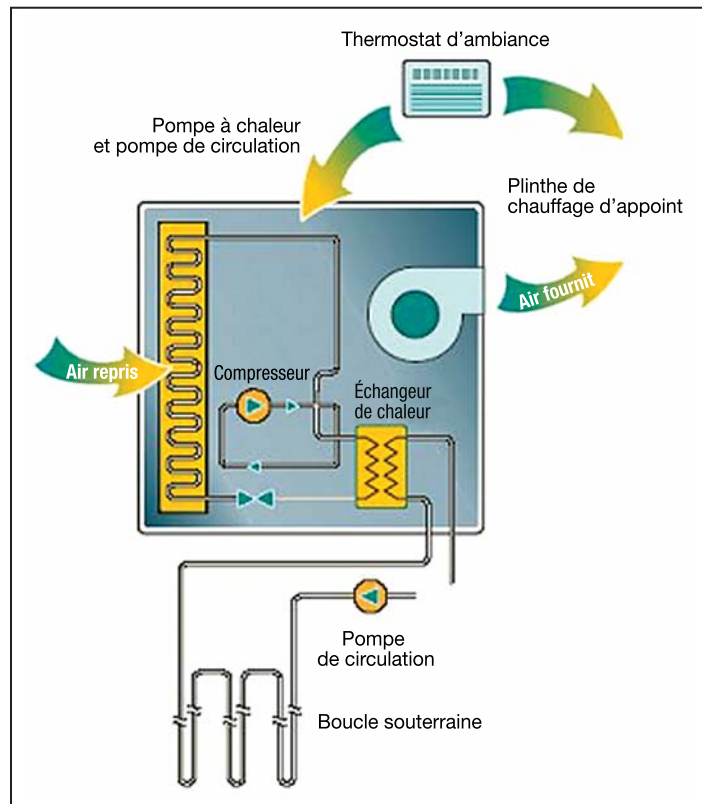


Figure 7 :

Unité de pompe à chaleur typique.



Pour les applications résidentielles et commerciales à petite échelle, une pompe à chaleur unique sera suffisante. Pour les systèmes commerciaux, institutionnels et industriels, plusieurs unités de pompes à chaleur sont installées en réseau distribué et habituellement connectés par une boucle à fluide caloporteur partagé.

Une pompe à chaleur fonctionne selon le même cycle frigorifique qu'un réfrigérateur. En effet, une pompe à chaleur met à profit la compression et l'expansion d'un fluide frigorigène pour transférer à l'intérieur la chaleur de l'échangeur avec le sol. Puisque la chaleur s'écoule seulement du chaud vers le froid selon la seconde loi de la thermodynamique, une pompe à chaleur permet de soutirer de la chaleur du sol (p. ex. à 5 °C) afin de chauffer un bâtiment (p. ex. à 21 °C). À certain moment de l'année, la température du sol est telle que la chaleur s'écoulerait naturellement dans la bonne direction. Dans ces conditions, la pompe à chaleur doit tout de même fonctionner pour s'assurer que le flux de chaleur est suffisant. Ce flux dépend de la différence de température entre la pompe à chaleur et l'échangeur avec le sol : en mode climatisation, plus la température du bâtiment est élevée, meilleur est le transfert de chaleur au sol.

En mode chauffage, une pompe à chaleur fonctionne comme suit : la chaleur de l'échangeur avec le sol est transférée à l'échangeur de chaleur eau-fluide frigorigène, aussi appelé l'évaporateur (**Figure 8**). Le fluide frigorigène dans cet échangeur est essentiellement dans un état liquide et il se trouve à une température inférieure à la température du fluide caloporteur dans l'échangeur avec le sol, si bien qu'il y a un transfert de chaleur vers le fluide frigorigène. Ce transfert entraîne l'évaporation du fluide frigorigène sous forme liquide, sa température restant relativement constante. Le fluide frigorigène sous forme gazeuse à faible température et pression est alors comprimé par un compresseur électrique ce qui augmente sa pression et par voie de conséquence, sa température.

Le gaz à haute pression et température à la sortie du compresseur est ensuite envoyé dans un second échangeur de chaleur appelé le condenseur. Dans le cas des pompes à chaleur de type « eau-air », un ventilateur souffle l'air à chauffer à travers cet échangeur dénommé serpentin à air. Dans le cas des pompes à chaleur de type « eau-eau », l'eau de chauffage du bâtiment passe directement à travers le condenseur. Puisque le fluide frigorigène est plus chaud que l'eau ou l'air, il leur transfère sa chaleur. En conséquence, la température du fluide frigorigène décroît et se condense sous forme liquide.

Le fluide frigorigène liquide à haute température passe alors dans une vanne d'expansion qui réduit sa pression et fait baisser sa température de manière importante. Le fluide frigorigène liquide à faible température retourne ensuite à l'évaporateur et le cycle recommence. De cette manière, la chaleur de l'eau ou du fluide caloporteur de l'échangeur avec le sol est transférée à l'air ou l'eau dans le bâtiment, d'où les appellations de pompe à chaleur « eau-air » et pompe à chaleur « eau-eau ».

Une différence importante entre une pompe à chaleur géothermique et un réfrigérateur est le fait que la pompe à chaleur géothermique est conçue pour opérer dans les deux sens. En mode climatisation, l'échangeur de chaleur eau-fluide frigorigène agit comme condenseur et l'échangeur de chaleur fluide frigorigène-air devient l'évaporateur. Ceci est réalisé grâce à un robinet inverseur dans la pompe à chaleur.



Un désurchauffeur tel qu'illustré dans la **Figure 8**, peut fournir l'eau chaude domestique quand le compresseur est en opération. Le désurchauffeur est un petit échangeur de chaleur positionné à la sortie du compresseur. Il permet le transfert de la chaleur en excédent du gaz comprimé vers l'eau qui est circulée en direction d'un réservoir d'eau chaude. Durant la saison de climatisation, quand l'air conditionné est fréquemment en opération, un désurchauffeur peut fournir tous les besoins en eau chaude d'une résidence. Certaines pompes à chaleur sont conçues pour fournir l'eau chaude en quantité suffisante de manière à satisfaire toute l'année les besoins en eau chaude domestique.

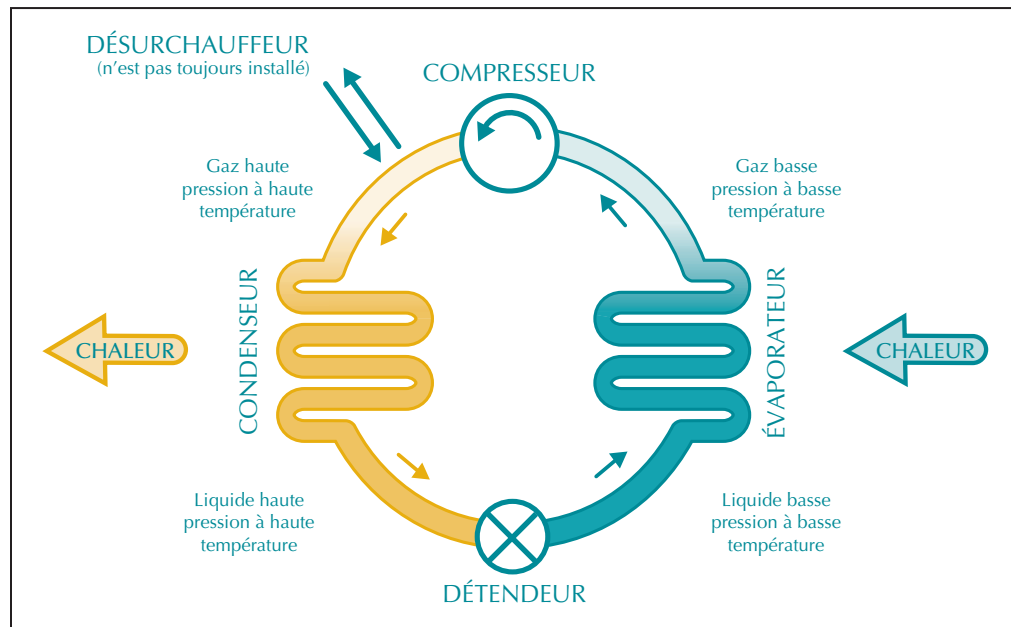


Figure 8 :
Cycle de réfrigération (mode chauffage) d'une unité de pompe à chaleur typique.

1.1.2 Échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS)

L'échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS) constitue la pièce d'équipement où se déroule l'échange de chaleur entre la terre et le système PCG. Pour ce faire, les systèmes PCG existent en une large variété de systèmes qui utilisent le sol, l'aquifère ou l'eau en surface comme sources ou puits de chaleur. Un type commun d'échangeur avec le sol consiste à enterrer des tuyaux dans des tranchées horizontales ou des forages verticaux, ou à les noyer dans des lacs ou des étangs. Un mélange antigel, de l'eau ou un autre type de fluide caloporteur circule de la pompe à chaleur vers les tuyaux puis retourne vers la pompe en une boucle fermée. Les boucles ouvertes d'échangeur avec le sol pompent l'eau d'un puits ou de surface, puis la retournent au puits ou à l'eau de surface où la chaleur se transfère du ou vers le sol.

La classification suivante a été adoptée par l'*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)*³ pour différencier les différents types d'échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS) :

3. <http://www.ASHRAE.org/>



- Pompes à chaleurs couplées au sol (PCCS) – utilisent un échangeur avec le sol (ÉCS) vertical ou horizontal comme source et puits de chaleur.
- Pompes à chaleur d'aquifère (PCA) – utilisent l'aquifère comme source et puits de chaleur.
- Pompes à chaleur de l'eau de surface (PCES) – utilisent l'eau de surface (lacs, étangs, etc.) comme source et puits de chaleur.
- Pompes à chaleur en terre gelée (PCTG) – contribuent à maintenir l'intégrité structurale du pergélisol autour de fondations par l'extraction de chaleur du matériau de remplissage.

Puisque tous les échangeurs avec le sol sont très difficiles d'accès après installation, les matériaux et l'exécution des travaux de construction doivent être de la plus haute qualité. Des tuyaux en polyéthylène haute densité et des raccords fusionnés à chaud sont généralement utilisés. De plus, seulement des installateurs chevronnés utilisant un équipement spécialisé devraient être impliqués dans la mise en place des échangeurs avec le sol et des puits souterrains (*Figure 9*).

Pompes à chaleurs couplées au sol (PCCS) :
Dans un système de PCCS, un fluide caloporteur circule en boucle fermée entre la pompe à chaleur et l'échangeur avec le sol constitué d'une série de tuyaux enterrés. Le fluide caloporteur est soit de l'eau ou un mélange antigél⁴, lorsque des températures de congélation sont probables. L'échangeur avec le sol peut être réalisé grâce à une série de forages verticaux ou selon un agencement horizontal de tuyaux ensevelis quelques mètres sous la surface du sol.



Figure 9 :

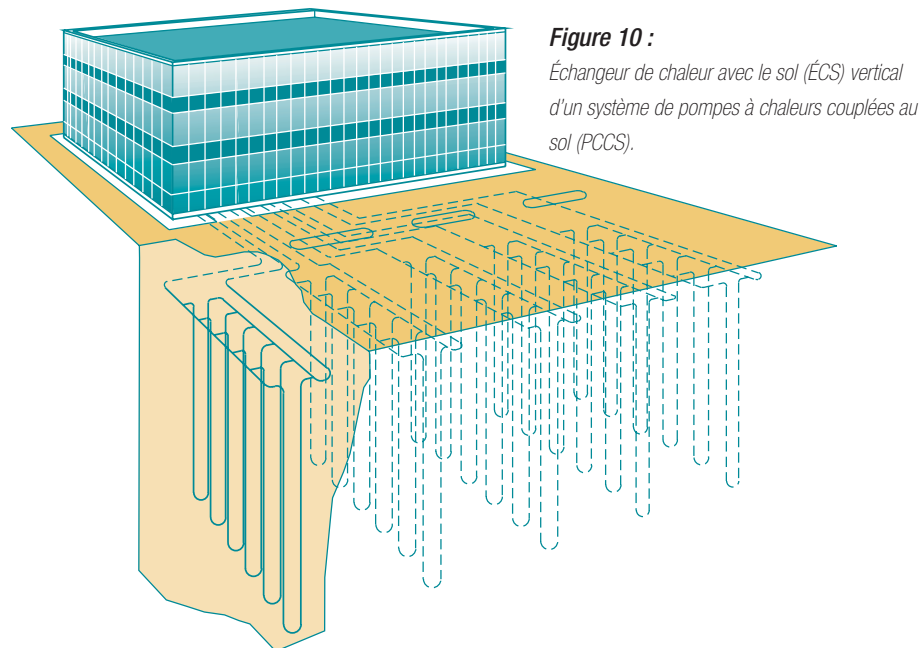
Foreuse pour échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS) d'un système PCG.

Crédit photo :
Geothermix Inc.

4. Le mélange antigél utilise souvent du glycol dans une proportion qui varie selon les conditions climatiques locales, les caractéristiques de la conductivité thermique du sol et le débit du fluide dans l'ÉCS. Dans le modèle RETScreen pour projets de PCG, la proportion de glycol est considérée de manière conservatrice à 25 % du fluide caloporteur total. Le coût est relativement bas en comparaison du coût initial total d'un système PCG.



Un échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS) vertical est particulièrement bien adapté aux grands immeubles où le substratum rocheux est proche de la surface, lorsqu'un bouleversement minimum de l'aménagement paysager est recherché ou lorsqu'il y a un espace restreint pour l'ÉCS (**Figure 10**). Parce que la température du sol y est stable toute l'année, les ÉCS verticaux sont plus efficaces que les ÉCS horizontaux qui peuvent faire face à des fluctuations saisonnières des températures du sol. Les ÉCS verticaux sont généralement plus chers à installer que ceux horizontaux, mais nécessitent relativement moins de tuyaux à cause de la stabilité des températures du sol.



Des forages de 45 à 105 mètres de profondeur sont généralement percés en employant des installations de forage utilisées pour le forage de puits. Ces forages contiennent une ou deux boucles de tuyaux pliées à 180° au fond du forage. Après insertion du tuyau, le forage est remblayé et cimenté. Un coulis de ciment empêche l'eau de surface d'entrer dans le forage et l'aquifère, mais aussi l'eau en provenance d'un autre forage d'y pénétrer. Après remplissage et injection de ciment, les tuyaux verticaux sont connectés à des tuyaux collecteurs horizontaux. Les tuyaux collecteurs horizontaux transportent le fluide caloporteur de l'échangeur depuis et vers la pompe à chaleur. La **Figure 11** montre un échangeur vertical avec le sol.

Une configuration horizontale pour l'ÉCS représente le plus souvent la solution la moins coûteuse en comparaison d'une installation verticale, bien qu'elle nécessite une plus grande superficie de terrain (**Figure 12**). Pour cette raison, les ÉCS horizontaux sont plus utilisés dans le contexte de petits systèmes installés dans les bâtiments résidentiels ou les petits bâtiments commerciaux. Une installation horizontale est particulièrement intéressante lorsque les équipements d'excavation et de creusage de tranchées sont disponibles et les premiers mètres de sol peuvent être excavés facilement.

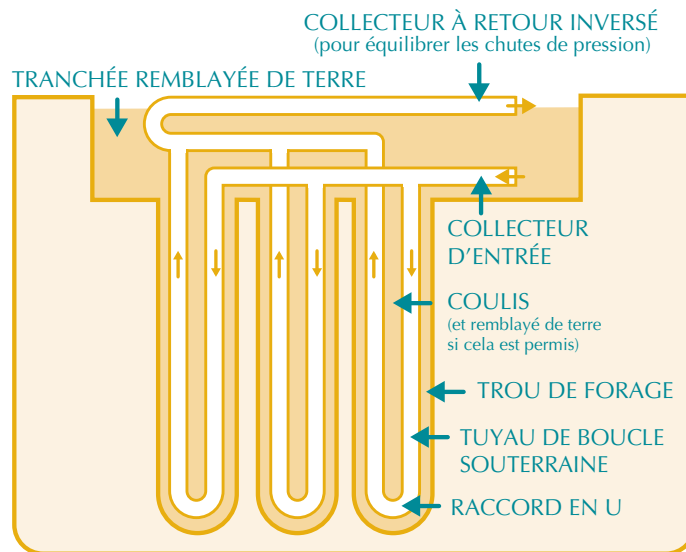


Figure 11 :
Échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS)
vertical avec le sol.

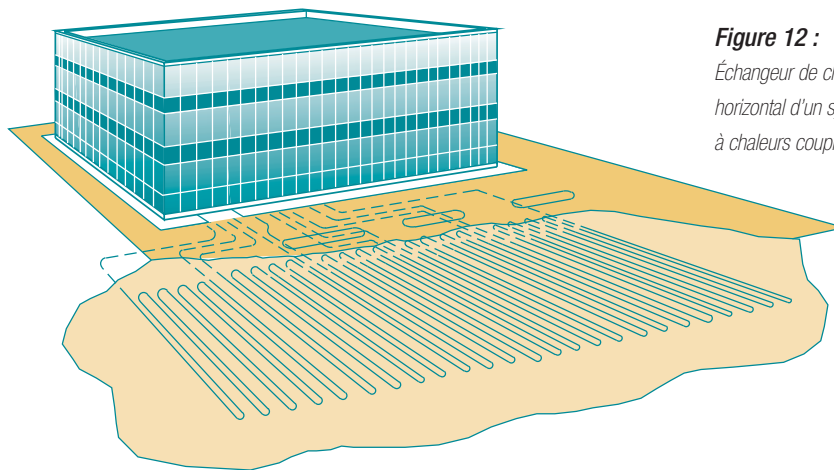
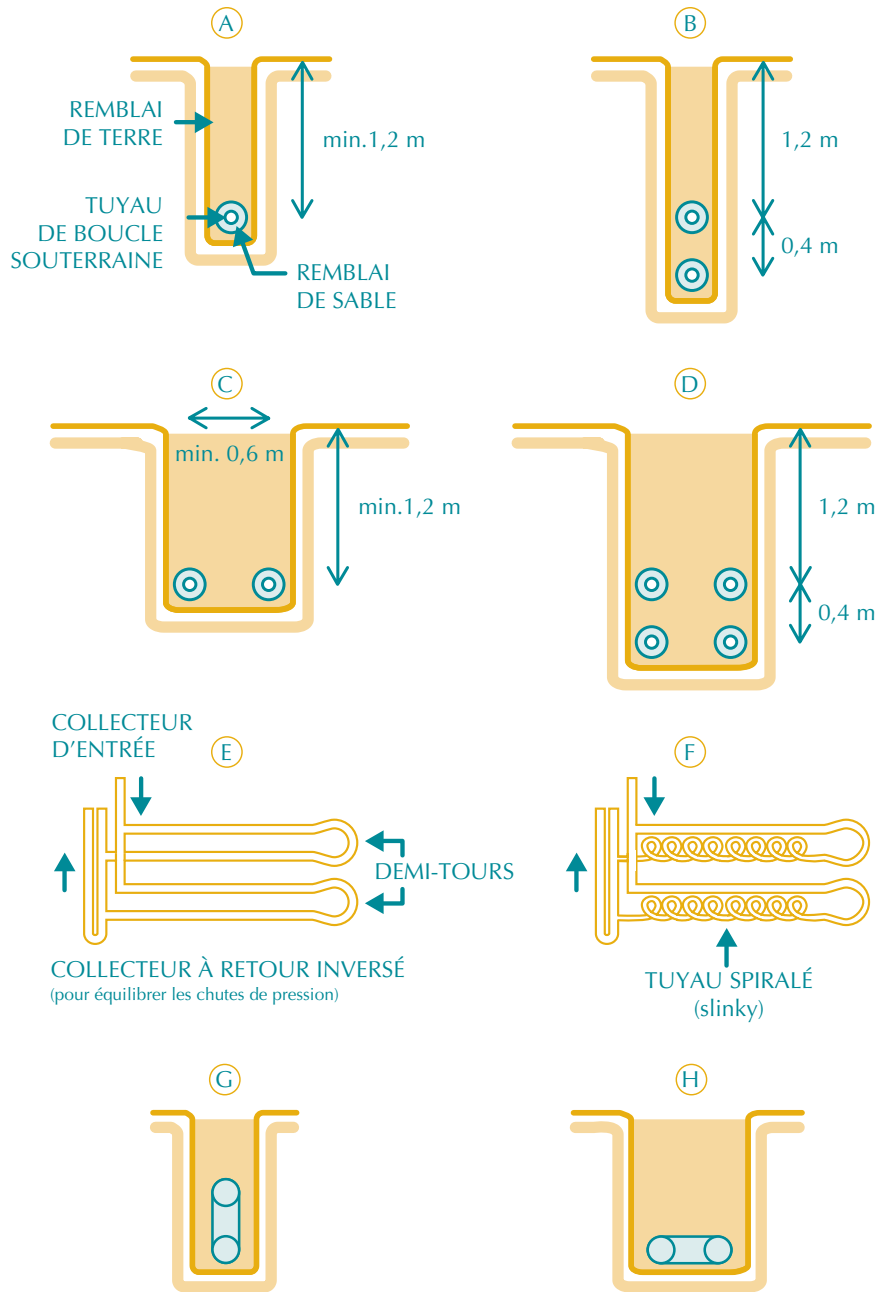


Figure 12 :
Échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS)
horizontal d'un système de pompes
à chaleurs couplées au sol (PCCS).

Un ÉCS horizontal est constitué d'une série de tuyaux installés au fond de tranchées, généralement à une profondeur de un à deux mètres sous la surface. Dans ce contexte, il faut environ 35 à 55 m de tuyau par kW de puissance de chauffage ou de climatisation. Diverses configurations d'ÉCS sont possibles tel qu'illustré dans la **Figure 13**. Lorsque l'aire du terrain disponible est limitée, un tuyau installé en couronne, aussi appelé spirale, permet d'installer plus de tuyau dans le même espace de tranchée. Bien que cela réduise l'espace nécessaire à l'installation, une longueur de tuyau plus importante doit être mise en place, entraînant ainsi des coûts d'installation plus élevés. Après déploiement des tuyaux dans les tranchées, celles-ci sont comblées.



- A. UN SEUL TUYAU
- B. DEUX TUYAUX SUPERPOSÉS (REMBLAI SABLEUX REQUIS SEULEMENT SI LES CAILLOUX MESURENT PLUS DE 5 CM DE DIAMÈTRE)
- C. DEUX TUYAUX EN PARALLÈLE
- D. QUATRE TUYAUX EN PARALLÈLE SUPERPOSÉS
- E. SCHÉMA DE DEUX TUYAUX EN PARALLÈLE ACCOMPAGNÉS DES DEMI-TOURS ET DU COLLECTEUR
- F. TUYAU SPIRALÉ DISPOSÉ À L'HORIZONTALE DANS UNE GRANDE TRANCHÉE OU À LA VERTICALE DANS UNE TRANCHÉE ÉTROITE
- G. TUYAU SPIRALÉ DISPOSÉ À LA VERTICALE DANS UNE TRANCHÉE ÉTROITE
- H. TUYAU SPIRALÉ DISPOSÉ À L'HORIZONTALE DANS UNE GRANDE TRANCHÉE

Figure 13 :
Configurations diverses d'échangeurs de chaleur avec le sol (ÉCS) horizontaux.



Pompes à chaleur d'aquifère (PCA) : Les systèmes de pompes à chaleur d'aquifère qui utilisent un apport constant d'eau souterraine comme fluide caloporteur sont des systèmes à boucle ouverte, contrairement au PCCS (**Figure 14**). L'ÉCS d'une PCA est constitué de puits où l'eau souterraine de l'aquifère est directement pompée vers l'échangeur avec le sol-fluide frigorigène (dans ce cas précis : eau-fluide frigorigène) ou un échangeur intermédiaire. Cet échangeur intermédiaire transfère la chaleur ou le froid, de la boucle d'eau ouverte vers la boucle fermée dans le bâtiment et permet ainsi, d'isoler la pompe à chaleur de l'eau du puits pour protéger les échangeurs de chaleur de la corrosion, de l'encrassement et de l'abrasion. En sortie de l'échangeur intermédiaire, l'eau est injectée dans le même aquifère grâce à un second puits appelé puits d'injection.

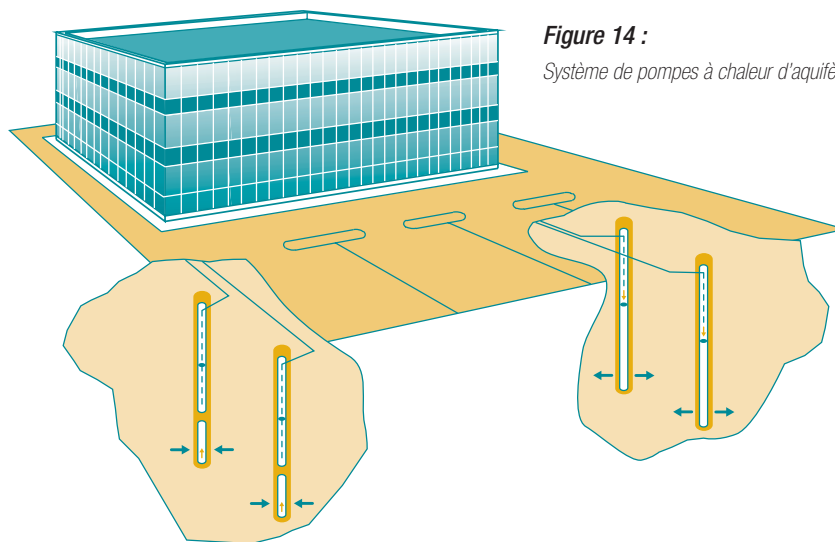


Figure 14 :

Système de pompes à chaleur d'aquifère (PCA).

La PCA a été le premier type PCG mis en marché et elle est maintenant utilisée depuis plusieurs décennies. Bien qu'elle constitue le système le plus simple d'installation, les réglementations relatives à l'environnement ainsi qu'une disponibilité limitée d'eau restreignent cependant leur utilisation dans plusieurs régions.

Les puits à colonne verticale sont un développement récent des PCA. Ils ont généralement un diamètre de 6 pouces et une longueur pouvant aller jusqu'à 450 m. Dans de tels systèmes, l'eau du fond du puits est pompée vers l'échangeur de chaleur du bâtiment, puis est réinjectée en haut du même puits. Le puits peut aussi alimenter le bâtiment en eau potable. Pour qu'un système de puits à colonne verticale fonctionne adéquatement, l'eau souterraine doit être disponible en grande quantité. Ces systèmes ne sont cependant pas utilisés lorsque la nappe phréatique est particulièrement profonde puisque la puissance de pompe requise rend alors le système très coûteux.

Pompes à chaleur de l'eau de surface (PCES) : Les pompes à chaleur d'eau de surface constituent une option techniquement et économiquement viable. Dans cette variante, une série de tuyaux installés en boucle (ou spirale) sont immergés au fond d'un lac ou d'un étang et font office d'échangeur de chaleur. Ce type d'installation requiert un minimum de tuyaux et d'excavation, mais l'étang ou le lac doit être assez vaste et profond. Le fluide caloporteur est pompé dans les tuyaux en boucle fermé, comme dans les PCCS, ce qui évite la majeure partie des impacts sur le milieu aquatique. De nombreux systèmes de ce type sont en opération actuellement.

Pompes à chaleur en terre gelée (PCTG) : Maintenir gelé les fondations de bâtiments dans le pergélisol constitue une application particulière des pompes à chaleur. Comme les fondations des bâtiments conduisent la chaleur vers le sol, cela entraînent la fonte du pergélisol et met ainsi en péril l'intégrité structurale des fondations. Dans ce contexte, les PCTG permettent d'extraire la chaleur en provenance des fondations pour s'assurer qu'elles restent gelées. Par la même occasion, les PCTG peuvent combler de 20 à 50 % des besoins en chauffage des bâtiments ainsi protégés, mais aussi éviter les coûts des mesures traditionnelles mise en place pour maintenir l'intégrité structurale de fondations en situation de pergélisol. Les fondations maintenues gelées grâce aux PCTG sont généralement beaucoup moins coûteuses que les fondations traditionnellement implantées en situation de pergélisol, à la fois du point de vue du coût en capital initial que sur une base de cycle de vie.

L'ÉCS des PCTG est habituellement enterré dans le matériau de remblayage sous la fondation et la pompe à chaleur garde ce matériau gelé tout en transférant la chaleur récupéré au bâtiment. Le fluide caloporteur circulant dans l'ÉCS en boucle fermée est généralement constitué d'un mélange d'eau et de glycol qui ne gèlera pas à la température la plus basse à laquelle pourrait faire face le matériau de remplissage.

L'utilisation de PCTG en situation de pergélisol impose de considérer plusieurs éléments de conception propres à ce type d'installation. Par exemple, le gain de chaleur en provenance des fondations vers le sol doit être évalué lors de la conception de l'ÉCS sous les fondations. En effet, la chaleur doit être extraite au même taux que le gain de chaleur en provenance des fondations pour maintenir une température de sol constante. Étant donné la faible température à l'ÉCS, l'utilisation de PCCS peut ne pas être adéquate. De plus, l'impact de l'opération d'une PCTG sur le long terme doit être évalué dans la perspective d'un réchauffement du sol consécutif à l'absorption d'une partie de l'énergie solaire incidente durant l'été. Finalement, les impacts environnementaux locaux qui découlent de la conservation d'un sol gelé au-delà de son cycle naturel de gel-dégel, doivent être considérés.

Étant donné les impacts très importants d'un bris de PCTG (affaissement des fondations), l'échangeur de chaleur doit être fabriqué avec du matériel de tuyau étanche, de première qualité et être installé par des experts. De plus, l'isolation entre le lit de gravier gelé et le mur de fondation doit être suffisante pour maintenir le lit en état de gel même si la pompe à chaleur est temporairement hors de fonctionnement.





1.1.3 *Système de distribution de chaleur et de froid*

Un système distribue la chaleur et le froid à partir de la pompe à chaleur vers le bâtiment. Généralement, il s'agit d'un système de distribution d'air de ventilation bien que des systèmes à boucle d'eau (chauffage hydronique) qui transfèrent la chaleur ou le froid par planchers ou plafonds, puissent aussi être utilisés. Le système de distribution de chaleur et de froid d'un système PCG est généralement identique à celui des systèmes conventionnels. Dans le cas des installations de grande capacité qui font appels à de nombreuses pompes à chaleur, des systèmes de distribution de chaleur et de froid indépendants sont utilisés. Les divers types de systèmes de ventilation qui peuvent être installés sont bien documentés [ASHRAE, 1992] et sont basés sur des conduits d'air, des diffuseurs, des systèmes d'apport d'air frais et autres composantes du système de contrôle.

1.2 **Marché des systèmes de pompes à chaleur géothermique**

Le développement des pompes à chaleur géothermique remonte à 1912 quand un premier brevet a été attribué en Suisse pour une installation avec boucle souterraine. Cependant, ce n'est que dans les années 70 que les systèmes PCG ont obtenus un certain succès commercial. Les premiers systèmes PCG commercialement disponibles étaient conçus pour le marché résidentiel et du type pompes à chaleur d'aquifère (PCA). Au milieu des années 80, les progrès techniques en matière d'efficacité énergétique et de plage d'opération des pompes à chaleur, combinés à l'utilisation de matériaux de meilleure qualité pour les boucles souterraines, ont permis d'utiliser des ECS à boucle fermée. À la même époque, les applications commerciales et institutionnelles des systèmes PCG sont devenues plus courantes.

Aujourd'hui, la technologie des systèmes PCG peut-être considérée comme techniquement mature et les barrières à son utilisation à plus grande échelle sont plutôt de nature non-technique. Même si l'on considère que des marchés dynamiques existent dans plusieurs pays industrialisés où les besoins en chaleur et en froid sont élevés, la contrainte principale qui limite leur pénétration sur les marchés est leur coût en capital initial élevé, qui est généralement :

- presque le double des systèmes conventionnels dans le secteur résidentiel;
- 20 à 40 % plus élevé que les conditionneurs d'air en toiture pour le chauffage/climatisation à zone unique et à volume constant; et
- jusqu'à 20 % de plus que les unités multizones ou centrales d'eau réfrigérée à double tuyau.

Néanmoins, les systèmes PCG présentent généralement de plus faibles coûts sur le cycle de vie en comparaison de ceux associés aux systèmes conventionnels à cause de leur haute efficacité et leurs faibles coûts d'entretien. Le modèle RETScreen pour les projets de pompes à chaleur géothermique a été développé pour permettre de comparer le coût sur le cycle de vie de ces systèmes avec celui des systèmes conventionnels.





Le marché des systèmes PCG est intéressant lorsque le climat, les prix de l'énergie et la nature des projets leurs sont favorables. Premièrement, un climat où chauffage et climatisation sont nécessaires est plus favorable qu'un climat où seulement l'un des deux est requis. En effet, alors que les systèmes PCG peuvent fournir chauffage et climatisation, deux systèmes conventionnels seront le plus souvent requis pour assurer les mêmes fonctions de chauffage et climatisation. Ceci accroît le coût en capital du système conventionnel et rend l'option d'un système PCG d'autant plus attractive. Comme il fonctionne toute l'année, un système PCG peut générer de plus grandes économies d'énergie qu'une unité d'air conditionnée, par exemple, utilisée seulement en été en combinaison avec une fournaise à l'huile utilisée seulement en hiver.

Deuxièmement, un climat caractérisé par de grandes variations de température favorisera les systèmes PCG au détriment des pompes à chaleur utilisant l'air extérieur, dont la puissance thermique et l'efficacité diminuent aux températures extrêmes. De plus, de telles variations de températures génèrent une demande d'énergie assez importante pour permettre aux systèmes PCG de réaliser des économies significatives.

Troisièmement, s'il existe déjà un système de chauffage et de climatisation en place, l'achat et l'installation d'un système PCG sont rarement justifiés par les seules économies d'énergies. Par conséquent, les systèmes PCG sont plus rentables dans le cas de nouvelles constructions parce que cela facilite le creusage de tranchées et le forage, lorsque le système de chauffage et de climatisation atteint sa fin de vie et doit être remplacé.

Si le chauffage constitue le besoin énergétique dominant, un faible coût d'électricité combiné à un coût élevé du gaz naturel ou de l'huile à chauffage permettra de faire des systèmes PCG une option plus attractive que les systèmes à combustion. Si la climatisation constitue le besoin énergétique dominant, un coût d'électricité élevé favorisera les systèmes PCG par rapport aux systèmes d'air conditionné conventionnels qui sont moins efficaces. Si les besoins en chauffage et en climatisation sont élevés, alors les systèmes PCG sont idéaux dans les cas où le prix de l'électricité est faible à l'année, mais où les appels de puissance sont pénalisés de manière importante durant la période estivale.

Lorsque les charges de chauffage et de climatisation diffèrent de manière importante, il peut être financièrement avantageux de diminuer le coût de l'échangeur avec le sol en dimensionnant celui-ci en fonction de la charge la plus faible. De cette manière, le coût initial du système sera diminué, mais une capacité additionnelle en chauffage (système conventionnel) ou en rejet de chaleur (tour de refroidissement) devra être planifiée. La meilleure option peut être définie grâce à une analyse de sensibilité à l'étape de la préfaisabilité en utilisant le modèle RETScreen pour les projets de pompes à chaleur géothermique ainsi qu'avec des simulations détaillées, à l'étape de conception dans le développement du projet.

Le modèle RETScreen® International pour projets de pompes à chaleur géothermique

Le modèle RETScreen® International pour projets de pompes à chaleur géothermique peut être utilisé partout à travers le monde pour évaluer la production énergétique, la viabilité financière et la réduction des émissions de gaz à effet de serre (GES) pour le chauffage et/ou le refroidissement de bâtiments résidentiel, commercial, institutionnel et industriel. Le modèle peut être utilisé pour évaluer autant des projets de rénovation ou de construction neuve utilisant des systèmes à boucles fermées (horizontale ou verticale) ou d'eau souterraine.





Les systèmes PCG peuvent aussi produire de l'eau chaude pour usage domestique grâce à un désurchauffeur. Cette option augmente l'efficacité et les économies d'énergie. Les autres possibilités des systèmes PCG incluent le chauffage des tuyaux de distribution d'eau pour éviter le gel, le préchauffage de l'eau, le chauffage des conduits d'égouts et des étangs de décantation, ainsi que la production de froid pour les patinoires.

En tenant compte des éléments qui viennent d'être mentionnés, le marché des systèmes PCG dans les secteurs résidentiel, commercial et institutionnel sont présentés plus en détails dans les sections suivantes.

1.2.1 Bâtiments résidentiels

Bien que les systèmes PCG soient mis en place dans tous les types de bâtiment résidentiels, ceux haut de gamme tendent à être la cible dans ce marché. Ici, le coût initial élevé des systèmes PCG ne constitue pas une fraction importante du coût des résidences et les propriétaires voient généralement les systèmes PCG comme un investissement à long terme bonifié par les bénéfices environnementaux ainsi que par l'amélioration du confort et de la qualité de l'air associés aux systèmes PCG.

Les entreprises d'électricité publiques subventionnent fréquemment le marché résidentiel des systèmes de PCG. Ces entreprises reconnaissent les avantages environnementaux qui bénéficient à la société en général. Elles reconnaissent par le fait même que le coût initial des systèmes PCG ne doit pas être supporté seulement par le propriétaire de l'installation. Dans tous les cas, de telles subventions constituent un élément important dans la décision d'un propriétaire d'installer un système PCG. En effet, pour une résidence typique de 2 200 pi² (205 m²) aux États-Unis qui nécessite une capacité installée en chauffage de 11 kW (dépendamment du climat), un système PCG coûtera 30 000 \$ CAD pour une boucle horizontale fermée de 230 m ou environ 34 000 \$ CAD pour une boucle verticale fermée de 165 m.

1.2.2 Bâtiments commerciaux & institutionnels

Les possibilités d'installer des systèmes PCG dans le contexte des bâtiments commerciaux peuvent souvent être limitées par la demande de temps de retour simple rapide, généralement de moins de cinq ans, et par la faible disponibilité de terrains pour de larges ÉCS. Néanmoins, il en existe de très nombreuses installations (*Figure 15*).



Figure 15 :

Système PCG installé dans un bâtiment commercial.

Crédit photo :

Geothermal Heat Pump Consortium (NREL PIX)





Les systèmes PCG présentent plusieurs avantages qui les rendent particulièrement intéressantes pour les bâtiments commerciaux. Par exemple, les systèmes PCG peuvent rendre disponible de l'espace commercial car ils sont plus petit que les systèmes de chauffage et de climatisation conventionnels. De plus, leur système de distribution de chaleur basé sur une boucle à fluide caloporteur liquide occupe aussi moins d'espace que les systèmes de distribution de chaleur à air. La mise en place de plusieurs pompes à chaleur distribuées dans de grands bâtiments permet aussi un contrôle simplifié des paramètres de confort de l'environnement intérieur. Un avantage souvent négligé est le fait que l'élimination des unités en toiture, des tours de refroidissement et des cheminées réduit les opportunités de vandalisme de ces équipements. L'efficacité accrue des systèmes PCG vis-à-vis des systèmes d'air conditionné conventionnels permet souvent de réduire les appels de puissance durant la période estivale qui sont fréquemment pénalisés par les entreprises d'électricité dans le contexte du secteur commercial.

Dans la plupart des cas, les systèmes PCG dans les grands bâtiments sont implantés en utilisant de multiples pompes à chaleur qui transfèrent la chaleur de et vers une boucle d'échange commune. Cette configuration est optimale. Premièrement, les grands bâtiments ont souvent à satisfaire simultanément des charges de chauffage et climatisation : par exemple, le centre du bâtiment peut-être climatisé alors que sa périphérie requiert un chauffage. La boucle d'échange commune peut alors être utilisée pour transférer la chaleur des charges de climatisation vers les charges de chauffages, diminuant ainsi la demande sur l'ÉCS tout en améliorant l'efficacité globale. Deuxièmement, le contrôle des paramètres de confort de l'environnement intérieur s'en trouve simplifié et le confort amélioré puisque chaque pompe à chaleur est contrôlé localement et n'a qu'un impact circonscrit plutôt que sur le bâtiment tout entier. Troisièmement, la boucle d'échange commune basée sur un fluide caloporteur liquide est plus compacte que les conduits de distribution d'air communément utilisés avec les systèmes conventionnels; ainsi de l'espace peut être disponible pour des usages plus productifs.

Des marchés spécialisés sont en cours de développement dans le secteur des immeubles commerciaux. Particulièrement dans le domaine des bâtiments ayant simultanément des charges de chauffage et de climatisation, telles que des congélateurs ou des machines à glace en même temps que des espaces chauffés, où la boucle commune à fluide caloporteur liquide peut faciliter le transfert de la chaleur des charges de climatisation aux charges de chauffage. Des opportunités intéressantes se profilent notamment dans le cas des supermarchés et des stations d'essence offrant aussi les services de dépanneur.





Les systèmes PCG sont aussi particulièrement bien adaptés au contexte des bâtiments institutionnels (**Figure 16**). Dans la plupart des cas, les propriétaires et gestionnaires de ces bâtiments acceptent des temps de retour simples plus long que ceux acceptés dans le secteur commercial. De plus, ils sont souvent plus ouverts aux nouveaux concepts et technologies telle que les systèmes PCG. Comme dans le cas des bâtiments commerciaux, plusieurs bâtiments institutionnels ont des besoins simultanés en chaleur et en climatisation qui peuvent être satisfait efficacement grâce à la boucle du système PCG dans le bâtiment.



Figure 16 :

Système PCG dans un bâtiment institutionnel

(Philadelphia Enterprise Centre, États-Unis – 28 systèmes PCG pour le chauffage et la climatisation).

Crédit photo :

Geothermal Heat Pump Consortium (NREL PIX)





2 MODÈLE RETSCREEN POUR PROJETS DE POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUE

Le modèle RETScreen pour projets de pompes à chaleur géothermique (PCG) peut être utilisé pour évaluer les projets de pompes à chaleur géothermique pour les installations de grande envergure de type commercial, institutionnel ou industriel, mais aussi pour les petites applications résidentielles. Les systèmes considérés sont les suivants :

- Pompes à chaleurs couplées au sol (PCCS) – incluant un échangeur avec le sol (ÉCS) horizontal.
- Pompes à chaleurs couplées au sol (PCCS) – incluant un échangeur avec le sol (ÉCS) vertical.
- Pompes à chaleur d'aquifère (PCA) – à boucle ouverte ou à colonne verticale.

Le modèle RETScreen pour projets PCG contient six feuilles de calcul : *Modèle énergétique*, *Évaluation des besoins en chauffage et climatisation (Besoins thermiques)*, *Analyse des coûts*, *Analyse des réductions d'émissions de gaz à effet de serre (Analyse des GES)*, *Sommaire financier* et *Analyse de sensibilité et de risque (Sensibilité)*. La feuille de calcul *Besoins thermiques* devrait être remplie en parallèle avec la feuille de calcul *Modèle énergétique* pour estimer les charges de chauffage et de climatisation d'un projet de pompes à chaleur géothermique.

Les feuilles de calcul sont remplies dans l'ordre suivant : *Modèle énergétique*, *Besoins thermiques*, *Analyse des coûts* et *Sommaire financier*. Les feuilles de calcul *Analyse des GES* et *Sensibilité* sont des analyses optionnelles. La feuille de calcul *Analyse des GES* est fournie pour aider l'utilisateur à évaluer l'atténuation potentielle des émissions de gaz à effet de serre engendrées par le projet proposé. La feuille de calcul *Sensibilité* est fournie pour aider l'utilisateur à évaluer la sensibilité de certains indicateurs financiers aux paramètres techniques et financiers importants du projet. En général, les feuilles de calcul sont remplies de haut en bas et le processus peut être répété aussi souvent que nécessaire pour optimiser la conception du projet au niveau des coûts et de l'utilisation de l'énergie.

Les divers algorithmes utilisés dans le modèle RETScreen pour le calcul de la production énergétique (ou les économies) d'un projet PCG sont présentés dans cette section. Un organigramme de ces algorithmes est présenté dans la **Figure 17**. En premier lieu, le modèle détermine l'équation de la charge du bâtiment afin de décrire les variations des charges en fonction de la température extérieure. Le modèle calcule alors la charge pour chaque intervalle de température. En utilisant l'équation de la charge du bâtiment, des températures d'équilibre sont calculées pour déterminer si du chauffage ou de la climatisation, est nécessaire pour chacun des intervalles de température. À partir des données météorologiques et de la charge du bâtiment, la capacité de la pompe à chaleur est estimée. Cela permet alors de dimensionner la boucle fermée ou le débit d'eau souterraine. Avec cette information, l'efficacité réelle de la pompe à chaleur et sa capacité peuvent être calculées pour chaque intervalle de température. Les résultats finaux fournis par le modèle sont la consommation annuelle d'énergie électrique du système de pompe à chaleur, les énergies de chauffage et de refroidissement, l'efficacité du système, ainsi que les besoins potentiels en chauffage d'appoint.



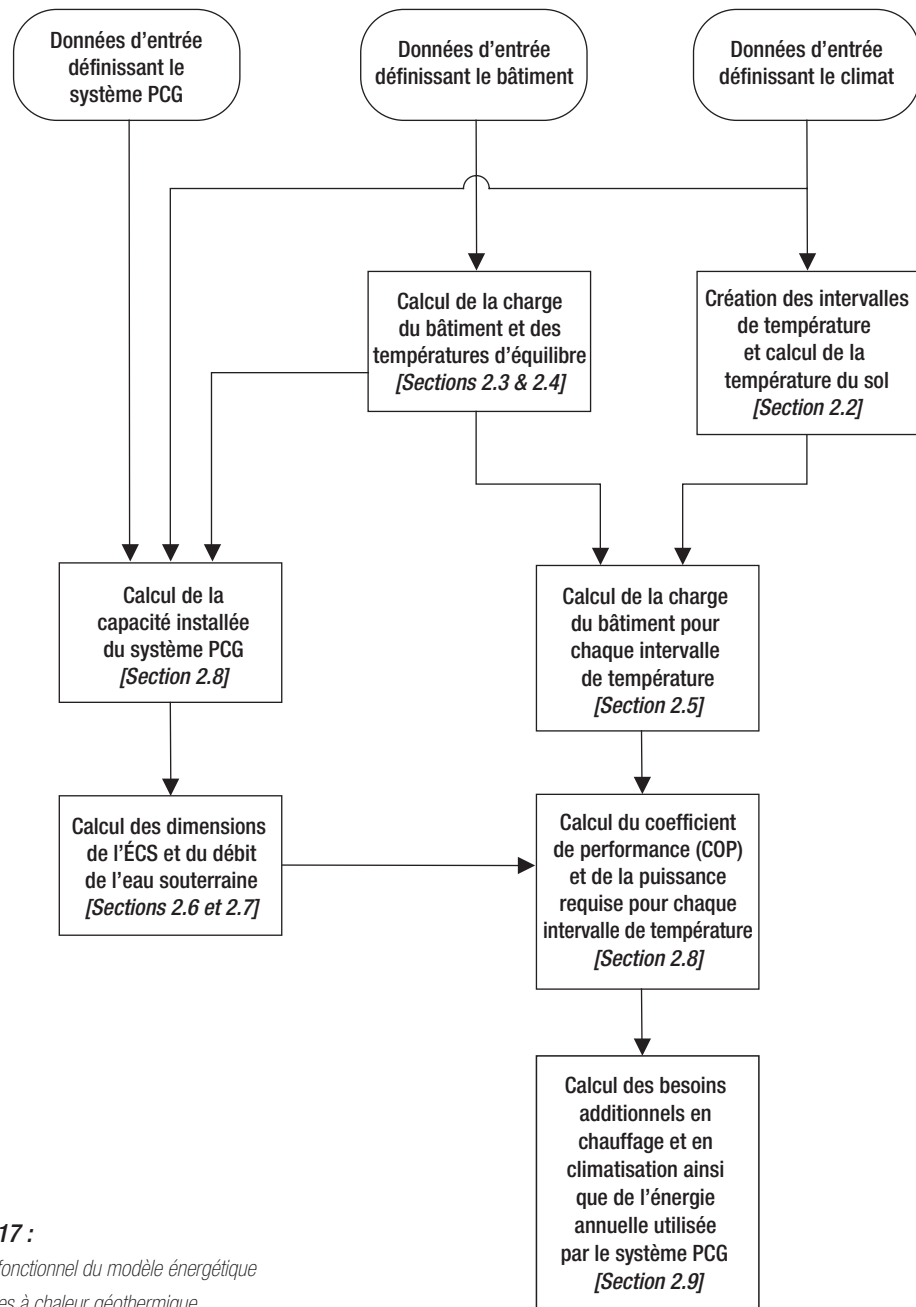


Figure 17 :
Schéma fonctionnel du modèle énergétique de pompes à chaleur géothermique.

La Section 2.1 décrit la méthode utilisée pour caractériser un système PCG. La création de données météorologiques pour la méthode de caractérisation d'un système PCG est documentée à la Section 2.2. La Section 2.3 présente la méthodologie utilisée pour évaluer la charge du bâtiment à partir des caractéristiques architecturales du bâtiment tandis que la



Section 2.4 décrit la procédure développée pour déterminer la charge du bâtiment lorsque le profil énergétique est disponible. La *Section 2.5* combine la méthode de caractérisation d'un système PCG et les charges calculées du bâtiment. La *Section 2.6* discute de la modélisation des systèmes à boucle fermée horizontale et verticale, alors que la *Section 2.7* présente la méthodologie utilisée pour les systèmes ouverts utilisant les eaux souterraines. La *Section 2.8* décrit les équations relatives aux pompes à chaleur géothermique alors que la *Section 2.9* montre comment est évaluée l'énergie utilisée par le système. Enfin, la *Section 2.10* présente une validation du modèle RETScreen pour projets PCG en comparant les résultats obtenus à partir de RETScreen avec les résultats d'essais réels, ainsi que ceux fournis par d'autres logiciels.

Il existe certaines limites à la méthodologie choisie pour effectuer les calculs dans le modèle pour projets de PCG. Dans certains cas, le modèle ne peut représenter des phénomènes tels qu'une demande simultanée en chauffage et en climatisation, une situation qui peut se produire parfois à l'intérieur de bâtiments commerciaux. Aussi, il ne peut pas représenter les profils énergétiques de bâtiments complexes. Par contre, les applications résidentielles se prêtent bien au jeu d'une approche simplifiée étant donné la nature homogène de ces bâtiments et leurs profils d'occupations moins complexes. Les autres limites du modèle incluent :

- Les débalancements thermiques à long terme ne sont pas inclus dans les calculs du système d'échangeur avec le sol (ÉCS).
- La configuration des pompes à chaleurs couplées au sol (PCCS) avec ÉCS horizontal considérée dans le modèle est constituée d'un réseau de deux tuyaux superposés disposés à l'horizontale, à une profondeur de 1,2 et 1,8 m, respectivement.
- La configuration des pompes à chaleurs couplées au sol (PCCS) avec ÉCS vertical considérée dans le modèle est constituée d'une série de puits verticaux creusés dans le sol contenant chacun un tuyau fermé ayant un diamètre de 31,8 mm enfilé jusqu'au fond du forage.
- La méthode choisie pour estimer les charges de pointe et les besoins énergétiques en chauffage et en climatisation du bâtiment, repose sur une version simplifiée de la méthode de calcul modifiée par intervalles de température (ASHRAE, 1985). La température de référence intérieure est considérée constante à 23 °C et qu'elle demeure la même pour le chauffage et la climatisation.

En dépit de ces limites, le modèle RETScreen pour projets PCG peut être utilisé pour réaliser l'analyse préliminaire d'un système de pompes à chaleur géothermique, et il est suffisamment précis pour compléter les analyses de préfaisabilité et de faisabilité d'un projet.





2.1 Méthode de calcul par intervalle de température et critères de conception

Le comportement d'un système PCG couplé à un bâtiment est relativement complexe; il est en fonction du temps et de la température. Pour la conception détaillée d'un système, la représentation de ces dépendances requiert normalement un modèle dynamique qui utilise des pas de temps relativement courts, ce qui n'est pas forcément nécessaire lors de la phase préliminaire de faisabilité d'un projet. Par conséquent, une approche simplifiée a été implantée, laquelle utilise la température extérieure comme variable critique.

Une telle méthode, appelée méthode de calcul par intervalle, a été largement utilisée depuis plusieurs années pour estimer le profil énergétique des bâtiments (*ASHRAE Handbook, Fundamentals*, 1981, 1985). Par cette méthode de distribution des températures, toutes les heures d'une année sont compilées à l'intérieur d'un nombre fini d'intervalles de température. Chaque intervalle représente le milieu ou la moyenne, de la plage des températures au sein de cet intervalle. Par exemple, le **Tableau 1** présente un exemple qui utilise des intervalles de température de 2 °C.

Intervalles	Nombre d'heures d'occurrence au cours d'une année
-20	15
-18	35
-16	75
-14	132
[...]	[...]
24	185
26	79
28	24
30	12
Total	8 760

Tableau 1 :

Exemple d'intervalles de température de 2 °C.

À partir du **Tableau 1**, il peut être déterminé qu'il y a 15 heures au cours de l'année durant lesquelles la température a été inférieure à -19 °C et supérieure ou égale à -21 °C. La méthode par intervalle permet également de considérer une dépendance en fonction du temps. Ceci est réalisé en séparant les intervalles de température en fonction du temps. Par exemple, les intervalles peuvent être compilés en fonction des heures de la journée, du jour ou de la nuit.





La méthode par intervalle permet de bien représenter le lien de dépendance d'un système PCG couplé à un bâtiment en fonction de la température ou d'autres paramètres dépendants, et d'estimer l'énergie annuelle utilisée par le système. Une autre version de cette méthode, appelée la *méthode modifiée de calcul par intervalle*, est présentée dans le *ASHRAE Handbook Fundamentals* (1985). Cette méthode permet de réaliser des calculs en utilisant une charge estimée variable plutôt que les valeurs de charges de pointe pour spécifier la charge du bâtiment en fonction de la température. Les algorithmes de calcul utilisés dans le modèle RETScreen pour projets de pompes à chaleur géothermique sont largement inspirés de cette version modifiée de la méthode de calcul par intervalle.

L'utilisation de la méthode modifiée de calcul par intervalle permet l'évaluation de la demande en énergie d'un bâtiment, mais l'efficacité des pompes à chaleur et des boucles souterraines doivent être analysées plus spécifiquement. Heureusement, la méthode par intervalle peut être utilisée pour les systèmes PCG. La méthode choisie pour le faire a été largement adaptée du guide d'installation pour les systèmes de pompes à chaleur géothermique préparé par l'*International Ground-Source Heat Pump Association* (1988).

Il devrait être noté que certaines sections du modèle PCG concernent essentiellement le dimensionnement, par exemple, au moment de déterminer la demande en énergie de chauffage ou de climatisation (*Sections 2.3 et 2.4*), ou la longueur de l'échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS) ou le débit d'eau souterraine d'un système à boucle ouverte (*Section 2.7*). Dans ces cas, les calculs sont effectués pour des conditions extrêmes appelées *critères de conception*. Par exemple, la température de calcul en chauffage représente la température minimale qui a été mesurée à une fréquence d'au moins 1 % au cours de l'année, pour le lieu spécifique du projet. De la même manière, la température de conception en climatisation représente la température maximale qui a été mesurée à une fréquence d'au moins 1 % au cours de l'année.

Les autres sections du modèle PCG portent sur l'évaluation du profil énergétique saisonnier et l'énergie fournie par le chauffage d'appoint (*voir Section 2.5*). Ceci requiert l'évaluation de l'efficacité du système sur une année, c'est-à-dire pour tous les intervalles de température.

2.2 Données météorologiques

En principe, les systèmes PCG sont conçus pour rendre compatibles les charges de chauffage et de climatisation d'un bâtiment avec les capacités en chauffage et en climatisation qui pourraient être extraites du sol. Puisque ces charges et ces capacités sont en relation directe avec les variations de température de l'air et du sol, ces données sont nécessaires pour évaluer un projet de PCG. Cette section présente comment le modèle pour projets PCG gère ce besoin en information.

2.2.1 Génération d'intervalles de température

L'un des fondements du modèle PCG repose sur la disponibilité d'intervalles de température pour les heures du jour et de la nuit, au lieu du projet choisi. En plus de cela, les intervalles de données pour les mois les plus chauds et les plus froids (correspondant aux critères de conception en chauffage et en climatisation) sont requis pour le calcul des boucles souterraines. Un besoin aussi important en données de base pourrait rendre le modèle inutilisable. En effet, l'inclusion des données au sein même du modèle se traduirait par des fichiers de taille excessive et ce, même si un nombre modéré d'emplacement à travers le monde était considéré.



Afin de contourner ce problème, un générateur de données horaires a été ajouté au modèle RETScreen pour projets de PCG. Ce générateur est basé sur des corrélations empiriques entre les données météorologiques horaires mesurées et les températures et latitudes de conception, tel que défini par l'ASHRAE (1997). Une vérification des intervalles de température, générés grâce au modèle RETScreen pour projets de PCG, se trouve à la Section 2.10.1. Il est à noter que l'utilisation d'un générateur de données ne nuit en rien à l'applicabilité de la méthode. En effet, si des intervalles de données appropriés sont disponibles, ils pourraient être utilisés tel quel dans le modèle PCG, sans aucune modification aux autres algorithmes.

2.2.2 Évaluation de la température du sol

La méthode utilisée pour le dimensionnement de l'échangeur de chaleur avec le sol (ÉCS) décrite à la Section 2.6.1 nécessite la connaissance de la température minimale et maximale du sol à la profondeur de l'échangeur de chaleur avec le sol. La température du sol est également utilisée dans le modèle pour évaluer les pertes de chaleur du sous-sol des bâtiments résidentiels, tel que présenté à la Section 2.3.2.

Selon IGSHPA (1988), la température non perturbée du sol, T_s , exprimée en °F, peut être évaluée à l'aide de l'équation suivante :

$$T_s(X_s, t) = \overline{T}_{surf} - A_{surf} \exp\left(-X_s \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}\right) \cos\left(\frac{2\pi}{365}\left[t - t_o - \frac{X_s}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi\alpha}}\right]\right) \quad (1)$$

où X_s est la profondeur du sol en pieds, t est le jour de l'année, \overline{T}_{surf} est la température moyenne annuelle de la surface du sol, A_{surf} est l'amplitude de la température annuelle de surface ($T_{max} - T_{min}$), α est la diffusivité⁵ thermique du sol et t_o est une constante de phase exprimée en jours. À partir de l'équation (1), la température minimale et maximale du sol à n'importe quelle profondeur peut être obtenue à partir des équations suivantes :

$$T_{s,min} = \overline{T}_{surf} - A_{surf} \exp\left(-X_s \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}\right) \quad (2)$$

$$T_{s,max} = \overline{T}_{surf} + A_{surf} \exp\left(-X_s \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}\right) \quad (3)$$

5. $\alpha = k/\rho C_p$ où k est la conductivité thermique en $BTU/hr lb °F$, ρ est la densité en lb/pi^3 et C_p est la chaleur spécifique en $BTU/lb °F$.



Pour les échangeurs de chaleur horizontaux multiples ou pour les puits verticaux peu profonds, X_s peut être défini comme la profondeur moyenne dans les équations (1) à (3). Pour les puits verticaux, ceci est d'autant plus évident que la température du sol ne varie que très peu au cours de l'année (Kavanaugh et Rafferty, 1997); la température du sol peut être considérée comme égale à la température moyenne annuelle de la surface du sol $\overline{T_{surf}}$.

2.3 Calcul des charges du bâtiment – Méthode selon les caractéristiques architecturales

Il existe deux options au sein du modèle RETScreen pour projets de PCG pour calculer la charge d'un bâtiment dans lequel un système PCG sera installé : ou bien l'utilisateur saisit les caractéristiques physiques du bâtiment (*méthode selon les caractéristiques architecturales*) ou bien l'utilisateur entre les charges de conception et le profil énergétique typique du bâtiment (*méthode selon le profil énergétique*). Cette section décrit la *méthode selon les caractéristiques architecturales* pour des bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels (Section 2.3.1) et les bâtiments résidentiels (Section 2.3.2). La *méthode selon le profil énergétique* est décrite à la Section 2.4.

2.3.1 Bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels

Avec l'utilisation d'une approche simplifiée, il est difficile d'évaluer le comportement interne de bâtiments complexes, tels que les demandes énergétiques des zones individuelles à cause de la grande quantité de données que l'utilisateur devrait compiler et entrer dans le modèle RETScreen pour projets de PCG. Par conséquent, une approche globale du bâtiment a été adoptée. Cette approche globale permet de définir ce qui est appelé des « charges par bloc ».

La charge d'un bloc fait référence à la demande de pointe se produisant dans un bâtiment à un moment précis aux conditions de températures de calcul. Par exemple, si un bâtiment contient plusieurs zones (avec des thermostats indépendants), la somme des charges en climatisation de chaque zone peut dépasser la charge en climatisation du bloc puisque ces charges peuvent ne pas survenir simultanément (à cause des différences d'occupations, de l'exposition, des gains solaires ou d'autres facteurs). Pour un bâtiment résidentiel, les charges en chauffage et en climatisation du bloc sont généralement obtenues en faisant la somme des charges de toutes les pièces sous les mêmes conditions de conception. La **Figure 18a** illustre l'approche de la « charge par bloc » tandis que la **Figure 18b** montre comment un bâtiment est généralement séparé en zones avec différents profils de charge thermique. En utilisant l'approche par bloc, l'ensemble du bâtiment peut être considéré comme étant une seule zone ayant une seule température intérieure.

Les relations entre la température extérieure et les diverses charges en chauffage et climatisation du bâtiment doivent être établies, tel que décrit dans la *méthode modifiée par intervalle* présentée par ASHRAE (1985). Les éléments suivants de la charge sont traités dans le modèle RETScreen pour projets PCG :



- Pertes de transmission (conductives et convectives);
- Gains solaires (sensibles);
- Charges en air frais (latentes et sensibles);
- Gains internes (latentes et sensibles); et
- Charges d'occupations (latentes et sensibles)⁶.

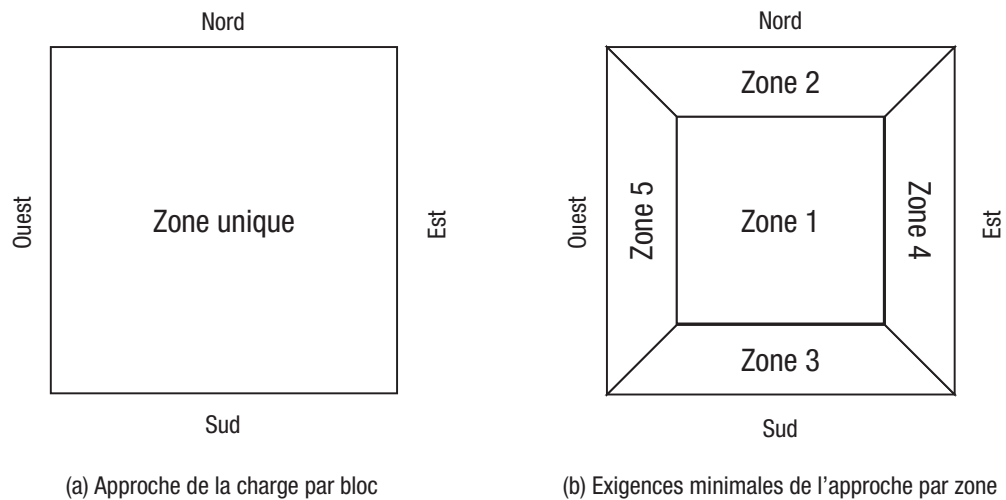


Figure 18 :

Charge par bloc vs l'approche par zone de bâtiment.

Chaque élément de la charge est exprimé sous la forme d'une équation polynomiale de degré zéro, du premier degré ou du deuxième degré, tel qu'indiqué dans les équations génériques (4), (5) et (6) :

$$q_j = c_{0,j} \tag{4}$$

$$q_j = c_{0,j} + c_{1,j}T_e \tag{5}$$

$$q_j = c_{0,j} + c_{1,j}T_e + c_{2,j}T_e^2 \tag{6}$$

6. Les charges de climatisation de l'air conditionnée sont constituées de deux éléments appelés charges sensibles et charges latentes. Les charges sensibles font référence à la capacité requise pour maintenir la température de l'air intérieur, tandis que les charges latentes font référence à la capacité requise pour maintenir le taux d'humidité ou la teneur en eau, de l'air intérieur. Un système d'air conditionné peut être conçu avec 60 à 80 % de sa capacité prévue pour les charges sensibles en chauffage, tandis que de 20 à 40 % de la capacité est nécessaire pour les charges latentes de déshumidification. La plupart de la charge latente provient du conditionnement d'air frais et des occupants du bâtiment.



où q_j est la charge du bâtiment provenant de la source j (p. ex. : les pertes de transmission, les gains solaires, les charges en air frais, les gains internes et les charges d'occupation), T_e est la température extérieure et $c_{0,j}$, $c_{1,j}$ et $c_{2,j}$ sont les coefficients du polynôme dérivé des caractéristiques physiques du bâtiment en relation avec la source j . La *méthode modifiée par intervalle* de l'ASHRAE (1985) n'inclut pas les polynômes du deuxième ordre. Ce terme a été ajouté dans le modèle RETScreen pour projets PCG afin de tenir compte des charges latentes en air frais, tel que discuté ci-après. L'équation des charges globales du bâtiment en fonction de la température extérieure peut être obtenue en faisant la somme des n éléments de charge :

$$q_{tot} = \sum_{j=1}^n c_{0,j} + \sum_{j=1}^n c_{1,j} T_e + \sum_{j=1}^n c_{2,j} T_e^2 \quad (7)$$

Cette équation peut être réécrite sous une forme plus courte comme :

$$q_{tot} = c_0 + c_1 T_e + c_2 T_e^2 \quad (8)$$

où chaque coefficient c_i est la somme des $c_{i,j}$ individuels. En considérant ces équations génériques, le calcul des six éléments de charge d'un bâtiment commercial (institutionnel) et industriel est décrit ci-après. À partir de ces données, l'on écrira l'équation de charge du bâtiment et des températures d'équilibre. Pour faciliter l'identification des six éléments de charge spécifiques aux bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels, ils seront notés CI_1 à CI_6 .

■ CI_1 – Pertes de transmission (conductives et convectives)

Les pertes de transmission incluent toutes les pertes conductives et convectives de chaleur à travers l'enveloppe thermique du bâtiment. Dans l'approche simplifiée utilisée pour le modèle de projets de PCG, les gains solaires au travers des surfaces opaques ne sont pas considérés. Par conséquent, les pertes de transmission q_{trans} sont simplement :

$$q_{trans} = \sum_i (UA)_i (T_e - T_{in}) \quad (9)$$

où $(UA)_i$ est le coefficient global de transfert thermique pour la composante externe i (p. ex. : les murs extérieurs, les plafonds, les fenêtres) et T_{in} est la température intérieure de l'air. Cette équation peut être écrite différemment afin d'obtenir le format désiré de l'équation (5), avec :

$$c_0 = -\sum_i (UA)_i T_{in} \quad (10)$$

$$c_1 = \sum_i (UA)_i \quad (11)$$



Dans le modèle RETScreen pour projets de PCG, l'utilisateur entre uniquement la surface des planchers et le nombre d'étages. Le modèle considère que l'empreinte au sol du bâtiment est de forme carrée. Ainsi, le périmètre du bâtiment est $4\sqrt{S/Z}$ où S est la surface totale du plancher et Z est le nombre d'étages. La hauteur des murs du bâtiment, H , est établie à 3 m. En utilisant ces hypothèses, (UA) pour les murs extérieurs est simplement :

$$(UA) = U_{mur} 4ZH \sqrt{S/Z} \quad (12)$$

où U_{mur} est le coefficient de transfert de chaleur (aussi appelé « coefficient K ») pour les murs extérieurs, lequel dépend du type d'isolation utilisé (les coefficient K représentent l'inverse des résistances thermiques des murs).

Pour les plafonds, la superficie considérée est égale à la surface totale des planchers divisée par le nombre d'étages; ce qui mène à l'équation suivante pour (UA) :

$$(UA) = U_{plaf} (S/Z) \quad (13)$$

où U_{plaf} est la valeur moyenne du coefficient K pour les plafonds. Enfin, le coefficient des pertes par les fenêtres est obtenu de la manière suivante :

$$(UA) = U_{fen} f_{fen} S \quad (14)$$

où U_{fen} est la valeur moyenne du coefficient K des fenêtres; f_{fen} est le rapport entre la superficie des fenêtres et la superficie totale des planchers, telle qu'entrée par l'utilisateur dans la feuille de calcul *Besoins thermiques* en effectuant une sélection qualitative dans la liste déroulante.

■ Cl_2 – Gains solaires (sensibles)

Le calcul des gains solaires par les fenêtres représente un défi particulier dans le cadre d'une procédure simplifiée comme celle de la *méthode par intervalle*. Pour obtenir une relation similaire à l'équation (5), la *méthode par intervalle* suppose qu'il y a une relation linéaire entre la température extérieure et les gains solaires d'un bâtiment tel qu'illustré à la **Figure 19**.

Dans ce contexte, les gains solaires par les fenêtres peuvent être obtenus grâce à l'expression suivante :

$$q_{sol} = S_c [q_{sol,hiver} + M(T_e - T_{ch})] \quad (15)$$

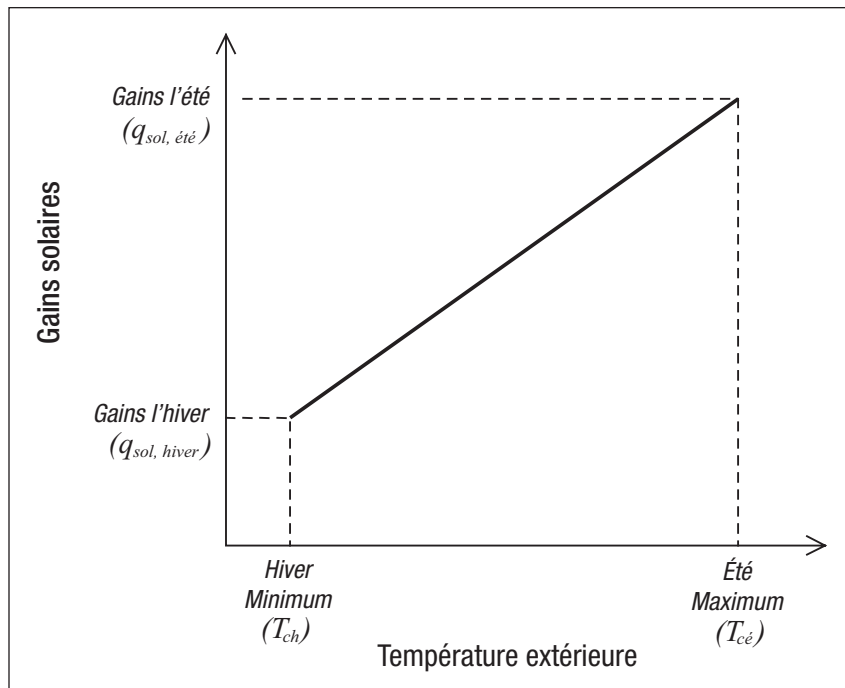


Figure 19 :

Gains solaires en fonction de la température extérieure.

Cette équation peut être réorganisée afin d'obtenir le format désiré de l'équation (5), c'est-à-dire $q_{sol} = c_0 + c_1 T_e$ avec :

$$c_0 = S_c (q_{sol,hiver} - M T_{ch}) \quad (16)$$

$$c_1 = S_c M \quad (17)$$

Dans l'équation précédente, S_c représente la superficie des planchers ou l'air est conditionné dans le bâtiment et M est le coefficient d'interpolation des gains solaires calculé comme suit :

$$M = \frac{(q_{sol,été} - q_{sol,hiver})}{(T_{cé} - T_{ch})} \quad (18)$$

où $q_{sol,hiver}$ et $q_{sol,été}$ sont les contributions solaires moyennes durant l'hiver et l'été au site du bâtiment. T_{ch} et $T_{cé}$ sont les températures de calcul pour les journées typiques de l'hiver (chauffage) et de l'été (climatisation). Les températures de calcul pour les journées typiques sont obtenues à partir des températures extérieures de

calcul en chauffage et en climatisation $T_{c,chaud}$ et $T_{c,clim}$ entrées par l'utilisateur dans la feuille de calcul *Besoins thermiques* du modèle pour projets PCG avec :

$$T_{c\acute{e}} = T_{c,clim} - DR / 2 \quad (19)$$

$$T_{ch} = T_{c,chaud} + DR / 2 \quad (20)$$

où DR est la plage de température moyenne journalière (écart moyen des températures quotidiennes en été), aussi spécifiée par l'utilisateur. Le calcul des gains solaires moyens en hiver et en été est basé sur la méthode du facteur de charge de climatisation (*Cooling Load Factor* (CLF)) de l'ASHRAE (voir ASHRAE, 1985, chap. 26). Pour les besoins de modélisation du logiciel RETScreen, les gains solaires sont calculés avec l'équation suivante :

$$q_{sol, saison} = \frac{\sum_{dir} (MSHGF_{dir, saison} AG_{dir} SC_{dir} CLF_{tot, dir} FPS_{saison})}{nh_{saison} S_c} \quad (21)$$

où dir est la direction (Nord, Est, Sud, Ouest supposée dans le modèle pour projets de PCG), $saison$ est le mois le plus chaud ou le plus froid (p. ex. : janvier ou juillet dans l'hémisphère Nord) et $MSHGF_{dir, saison}$ est le gain solaire maximal selon la direction dir et le mois $saison$ à la latitude du projet. AG_{dir} est la superficie de fenêtre dans la direction dir , SC_{dir} et le coefficient d'ombrage dans la direction dir , $CLF_{tot, dir}$ est la somme sur 24 heures des charges de climatisation pour l'orientation dir , FPS_{saison} est la fraction de l'ensoleillement possible pour la $saison$, nh_{saison} est le nombre d'heures d'opération pour l'équipement d'air conditionné pour la $saison$ et S_c est comme précédemment, la superficie des planchers où l'air est conditionné dans le bâtiment.

Selon l'ASHRAE (1985), les valeurs typiques suivantes peuvent être utilisées : $SC_{dir} = 0,81$, $FPS_{saison} = 0,64$ en été et 0,45 en hiver, $nh_{saison} = 12$ en été et 24 en hiver. Enfin, les superficies des fenêtres dans chaque direction sont considérées égales (et sont par conséquent égales au quart de la superficie totale des fenêtres AG pour chacune des quatre orientations). Il est alors possible de factoriser tous les paramètres constants de l'équation (21), tel que :

$$q_{sol, saison} = \frac{AG SC_{dir} FPS_{saison}}{4 nh_{saison} S_c} \sum_{dir} (MSHGF_{dir, saison} CLF_{tot, dir}) \quad (22)$$

Les valeurs pour les facteurs de gains solaires maximaux $MSHGF_{dir, saison}$ sont présentées dans ASHRAE (1985; chapitre 26, tableau 11); elles dépendent de la direction, du mois et de la latitude. Les facteurs de charge en climatisation $CLF_{tot, dir}$ ne dépendent que de la direction et sont présentés au Tableau 13 de cette même référence (le modèle RETScreen pour projets PCG considère une masse thermique « moyenne »). Par conséquent, la somme de l'équation (22) dépend uniquement du mois et de la latitude. Afin d'accélérer les calculs dans le modèle pour projets de PCG, le terme de sommation a été tracé sur un graphique en fonction de la latitude pour l'été et l'hiver en utilisant un lissage des courbes. Le graphique et les équations de lissage sont présentés dans la *Figure 20*.

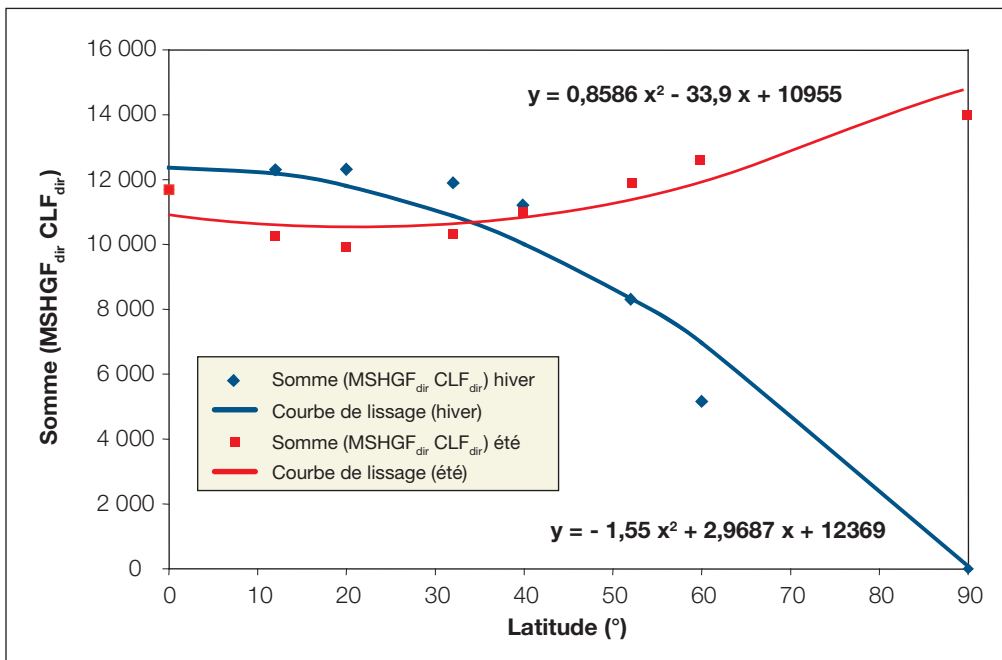


Figure 20 :

Lissage des courbes du terme de sommation de l'équation (22).

■ Cl_3 – Gains internes (sensibles)

La prise en compte des gains internes sensibles se fait très simplement. Chacun des gains internes est considéré indépendant de la température extérieure. Par conséquent, l'équation pour les gains internes sensibles $q_{int, sens}$ s'écrit selon l'équation (4) (polynôme d'ordre zéro) comme $q_{int, sens} = c_0$ avec :

$$c_0 = K_{éc} + K_{éq} + K_{o, sens} \quad (23)$$

où $K_{éc}$, $K_{éq}$ et $K_{o, sens}$ sont respectivement les gains associés à l'éclairage, aux équipements et aux occupants. Les valeurs retenues pour ces constantes sont tirées de ASHRAE (1985) et de PMSK (1991) et sont indiquées dans le **Tableau 2**.

Niveau de gain	Éclairage (W/m ²)	Équipements (W/m ²)
Léger	5	5
Modéré	15	10
Important	25	20
Occupants	74,6 W/personne	

Tableau 2 : Valeurs retenues pour les gains internes (Adapté de ASHRAE, 1985).

Dans le modèle PCG, le nombre d'occupants d'un bâtiment commercial (institutionnel) est lié à la superficie de plancher entrée par l'utilisateur. Le modèle assume 5 personnes par 100 m² pour les bâtiments commerciaux et institutionnels, ainsi que 1 personne par 100 m² de superficie de plancher pour les bâtiments industriels.

■ Cl_4 – Charges en air frais (sensibles)

La charge associée à l'air extérieur entrant dans le bâtiment est évaluée comme étant proportionnelle au nombre d'occupants dans le bâtiment. La charge est divisée entre les composantes sensibles et latentes. Les considérations relatives à la composante latente sont expliquées plus loin.

L'équation générale pour calculer la charge sensible $q_{c,sens}$ découlant de l'entrée d'air frais est :

$$q_{c,sens} = \rho C_p \dot{V}(T_{in} - T_e) \quad (24)$$

où ρ est la densité de l'air, C_p est la chaleur spécifique et \dot{V} est le débit d'entrée de l'air. Cette équation peut s'écrire selon le modèle générique de l'équation (5) :

$$q_{c,sens} = c_0 + c_1 T_e \quad (25)$$

avec :

$$c_0 = \rho C_p \dot{V} T_{in} \quad (26)$$

$$c_1 = \rho C_p \dot{V} \quad (27)$$

Le modèle assume que la densité de l'air et la chaleur spécifique sont constantes ($\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$, $C_p = 1,005 \text{ (kJ/kg)/}^\circ\text{C}$). La quantité totale d'air frais qui entre dans le bâtiment de toutes provenances est évaluée à 20 L/s/personne. Il est également considéré qu'il y a un échange de chaleur à hauteur de 50 % entre l'air entrant et l'air extrait du bâtiment. Par conséquent, le débit net d'air par personne est réduit à 10 L/s pour les calculs de balance thermique.



■ Cl_5 – Charges en air frais (latentes)

La charge latente en air frais considérée ($q_{c,lat}$) dans le modèle PCG influence seulement les besoins en air climatisé. En effet, le modèle ne prend pas en compte les besoins en humidification durant la saison de chauffage. La méthode traditionnelle pour calculer une charge latente d'air frais extérieur est d'utiliser les températures de bulbe humide de l'air extérieur et de l'air intérieur pour en déduire leur teneur en eau. À partir de la teneur en eau et de l'enthalpie de la vapeur d'eau saturée, la charge latente $q_{c,lat}$ peut être calculée avec :

$$q_{c,lat} = \rho \dot{V} (W_e h_{v,e} - W_{in} h_{v,in}) \quad (28)$$

où W est la teneur en eau de l'air exprimée en kg d'eau par kg d'air sec, $h_v \approx 2501 + 1,805 T_{air}$ est l'enthalpie de la vapeur d'eau saturée exprimée en kJ/kg, et T_{air} est la température en °C. Les indices « e » et « in » indique respectivement l'air extérieur et l'air intérieur. Bien que cette formulation soit exacte, elle nécessite la connaissance en tout temps de la température de bulbe humide ou du taux d'humidité relative, de l'air extérieur. Cette information n'est pas disponible dans le modèle pour projets PCG puisque seulement les températures au thermomètre sec sont utilisées.

Par conséquent, une méthode simplifiée a été adoptée pour permettre une évaluation aisée de la charge latente de l'air frais. Dans le modèle pour projets de PCG, il est demandé à l'utilisateur de définir qualitativement le taux d'humidité à l'emplacement du projet. À partir de cette information qualitative, le modèle génère une charge latente de l'air frais proportionnelle à la charge sensible et corrélée linéairement avec la température extérieure, tel qu'indiqué dans la **Figure 21**. La fraction maximale de la charge latente, f_{max} , par rapport à la charge sensible est définie en fonction d'une évaluation qualitative émise par l'utilisateur qui dépend des équivalences présentées dans le **Tableau 3**. La fraction minimale, f_{min} , et la plage de température de la journée de conception, DT , ont été respectivement évaluées de manière empirique à 0,1 et 30 °C. La large plage de température de 30 °C utilisée garantie qu'aucune charge latente négative ne se produira dans les intervalles de température du bâtiment, et ce même si la fonction présentée à la **Figure 21** peut produire des charge négatives à des températures extérieures suffisamment basses.

Niveau d'humidité	Fraction maximale de la charge latente vs la charge sensible
Bas	0,5
Moyen	1,5
Élevé	2,5

Tableau 3 : Fraction latente vs sensible.



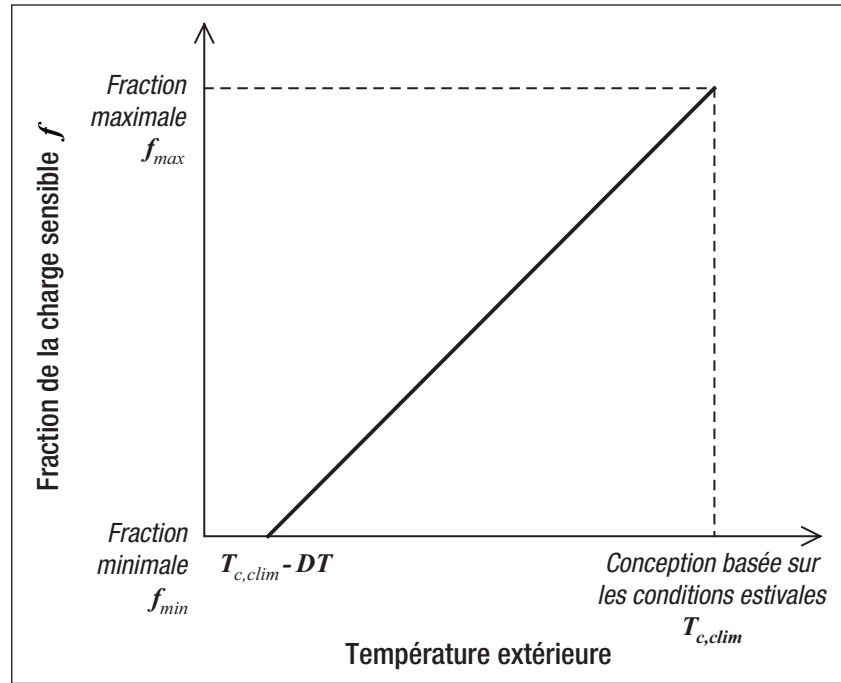


Figure 21 :

Relation entre les charges latentes et sensibles de l'air frais en fonction de la température extérieure.

Les valeurs choisies pour ces fractions proviennent du calcul des fractions de charge latente par rapport à la charge sensible pour des débits d'air de référence considérés sur différents sites en utilisant le tableau 1 du chapitre 24 de ASHRAE (1985), et les différentes températures de calcul au thermomètre sec ainsi que les températures moyennes de bulbe humide correspondantes.

La formulation mathématique de f , la fraction de la charge latente par rapport à la charge sensible, est :

$$f = aT_e + b \quad \text{pour} \quad T_e > 10 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (29a)$$

$$f = 0 \quad \text{pour} \quad T_e < 10 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (29b)$$

où les coefficients a et b sont calculés à partir des fractions maximales de la charge latente à la charge sensible f_{max} et des températures extérieures de calcul en climatisation $T_{c,clim}$ en utilisant les expressions suivantes :

$$a = \frac{f_{max} - f_{min}}{DT} \quad (30a)$$

$$b = f_{min} - \left(\frac{T_{c,clim} - DT}{DT} \right) (f_{max} - f_{min}) \quad (30b)$$



La charge latente réelle est obtenue en multipliant les équations (29a) et (29b) par l'équation des charges sensibles (24), pour donner l'équation polynômiale du deuxième ordre (similaire en forme à l'équation 6) suivante :

$$q_{c,lat} = c_0 + c_1 T_e + c_2 T_e^2 \quad (31)$$

avec :

$$c_0 = b \rho C_p \dot{V} T_{in} \quad (32)$$

$$c_1 = a \rho C_p \dot{V} T_{in} - b \rho C_p \dot{V} \quad (33)$$

$$c_2 = -a \rho C_p \dot{V} \quad (34)$$

Expressions dans lesquelles toutes les variables ont été définies précédemment.

■ CI_6 – Gains internes (latents)

Dans le contexte du calcul des gains internes sensibles, les gains internes latents sont considérés constants. Seuls les gains internes latents provenant des occupants sont pris en compte par le modèle. Par conséquent, l'expression des gains internes latents $q_{int,lat}$ prend alors la forme de l'équation 4 (polynôme de degré zéro) puisque $q_{int,lat} = c_0$, avec :

$$c_0 = K_{p,lat} \quad (35)$$

où $K_{p,lat}$ est une constante décrivant les gains latents découlant de la présence de personnes dans le bâtiment. Une valeur de 74,6 W/personne a été retenue pour cette constante (ASHRAE, 1985). La méthode d'évaluation du nombre de personnes occupant le bâtiment a été décrit précédemment pour les gains internes (sensibles) à l'élément CI_3 .

Équation de la charge d'un bâtiment commercial (institutionnel) et industriel et des températures d'équilibre

La combinaison de tous les coefficients c_0 , c_1 et c_2 calculés à partir des éléments de charge CI_1 à CI_6 , permet d'écrire l'équation de la charge finale du bâtiment en fonction de la température extérieure de l'air (équation 7). Cette équation peut alors être utilisée pour évaluer le profil énergétique du bâtiment pour chaque intervalle de température. La même équation peut également être utilisée aux températures extérieures de calcul en chauffage et en climatisation pour estimer les charges de conception du bâtiment.



Puisque le modèle pour projets PCG considère deux ensembles d'intervalles, un pour les heures du jour et l'autre pour les heures de la nuit, deux ensembles correspondant de coefficients c_0 , c_1 et c_2 sont requis. De plus, puisqu'il y a une distinction entre l'été et l'hiver selon les éléments de charges latentes et solaires, deux ensembles supplémentaires de coefficient sont nécessaires. Le comportement type de la charge du bâtiment est représenté dans la **Figure 22**.

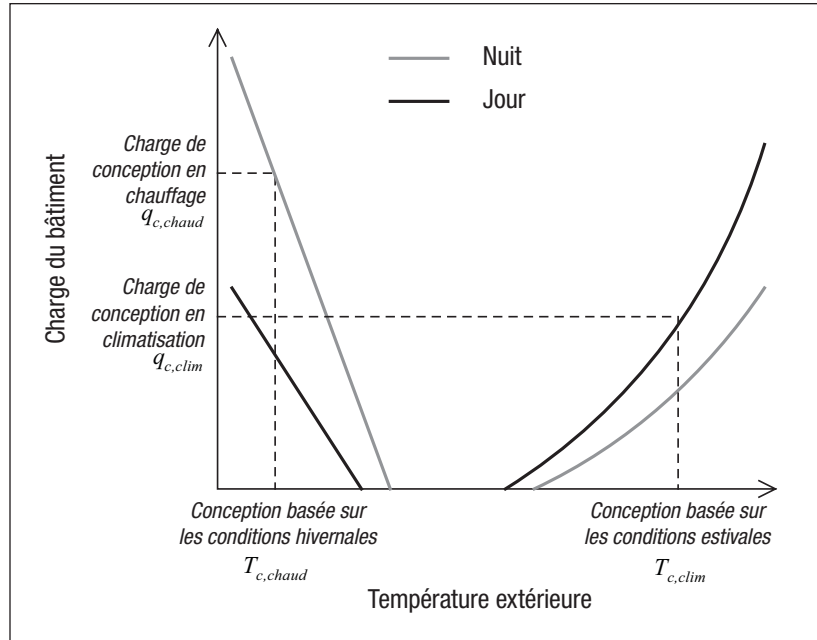


Figure 22 :
Charge du bâtiment vs la température extérieure.

Pour que le modèle puisse choisir entre les coefficients de charge en chauffage ou en climatisation, les températures d'équilibre du bâtiment doivent être évaluées pour les conditions de chauffage et de climatisation. Les températures d'équilibre représentent la température au-dessus et au-dessous de laquelle le bâtiment ne requiert aucun chauffage ou aucune climatisation respectivement. Ces températures d'équilibres se trouvent dans la **Figure 22**, à l'endroit où les courbes croisent l'abscisse. La température d'équilibre $T_{\acute{e}q}$ peut être déterminée en calculant les racines (l'une des deux racines est choisie en fonction de son caractère réaliste par rapport aux données de température) de l'équation (7) :

$$T_{\acute{e}q} = \frac{-c_1 \pm \sqrt{c_1^2 - 4c_2c_0}}{2c_2} \quad (36)$$

Dans le cas où il n'y a pas de terme quadratique, l'équation se simplifie à la forme suivante :

$$T_{\acute{e}q} = \frac{-c_0}{c_1} \quad (37)$$



2.3.2 Bâtiments résidentiels

L'approche retenue pour les bâtiments résidentiels est similaire à celle présentée dans la Section 2.3.1 pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels. L'hypothèse d'un modèle avec une seule zone présentée à la Figure 18a est également utilisée dans ce cas. Cette hypothèse s'applique bien aux bâtiments du secteur résidentiel, surtout pour les habitations équipées d'un système de chauffage central.

Par conséquent, les simplifications associées au modèle pour les applications résidentielles devraient permettre d'obtenir des estimations plus précises des charges du bâtiment et du profil énergétique, lorsqu'une analyse à partir des caractéristiques architecturales est effectuée. Ceci est dû en partie à une meilleure représentativité de l'hypothèse d'une zone unique, mais également aux plus grandes homogénéités architecturales du marché des bâtiments résidentiels et dans l'utilisation de ces bâtiments par leurs occupants.

Bien que la plupart des pertes et gains de chaleur, présentés à la Section 2.3.1 existent dans les bâtiments résidentiels, un certain nombre d'adaptations ciblées doivent être réalisées pour ce type de bâtiment. Les plus importantes étant la définition explicite des charges en provenance du sous-sol et un calcul différent quant aux charges relatives au renouvellement de l'air. Les pertes de chaleur du sous-sol ne sont pas considérées dans les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels puisqu'elles sont tenues pour négligeables par rapport à la demande globale en énergie du bâtiment. Ceci n'est pas le cas des bâtiments résidentiels ou des petits bâtiments commerciaux pour lesquels, les pertes de chaleur par le sous-sol peuvent représenter une proportion importante de la demande énergétique totale.

Tel que décrit à la Section 2.3.1 pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels, toutes les charges en chauffage et climatisation s'expriment comme une relation explicite entre la charge et la température extérieure (équations 4 à 6). Cependant, l'existence de composantes du bâtiment au-dessous du niveau du sol nécessite l'intégration à l'analyse d'une équation supplémentaire, soit :

$$q_k = d_{0,k} + d_{1,k}T_s \quad (38)$$

où q_k est la charge associée à la composante k du bâtiment au-dessous du niveau du sol, T_s est la température du sol aux alentours des composantes du bâtiment au-dessous du niveau du sol, et $d_{0,k}$ et $d_{1,k}$ sont des coefficients polynômiaux dérivés des caractéristiques physiques du bâtiment pour chaque composante k du bâtiment au-dessous du niveau du sol.

L'équation de la charge globale du bâtiment, qui tient compte de la température extérieure et de la température du sol, peut être obtenue en faisant la somme des n composantes au-dessus du niveau du sol et des m composantes au-dessous du niveau du sol :

$$q_{tot} = \sum_{j=1}^n c_{0,j} + \sum_{j=1}^n c_{1,j}T_e + \sum_{j=1}^n c_{2,j}T_e^2 + \sum_{k=1}^m d_{0,k} + \sum_{k=1}^m d_{1,k}T_s \quad (39)$$



où, dans sa forme simplifiée :

$$q_{tot} = c_0 + c_1 T_e + c_2 T_e^2 + d_0 + d_1 T_s \quad (40)$$

où chaque c_i ou d_i est la somme de tous les $c_{i,j}$ ou $d_{i,k}$ individuels. À la lumière de ces équations génériques, les différences entre le calcul des six éléments pour les bâtiments résidentiels et ceux des bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels sont détaillées ci-après, suivi des équations de charge qui en découlent et des températures d'équilibre. Afin de faciliter l'identification des six éléments de charge pour les bâtiments résidentiels, ils sont notés RES_1 à RES_6 .

■ **RES_1 - Pertes de transmission (conductives et convectives)**

Le traitement des pertes de transmission pour les bâtiments résidentiels diffère de celui accordé aux bâtiments commerciaux de par seulement l'addition des pertes au niveau du sous-sol. Toutes les pertes au-dessus du niveau du sol s'expriment selon des équations similaires à l'équation (9), avec comme conséquence des coefficients c_0 et c_1 qui s'expriment selon le format des équations (10) et (11).

Pertes au-dessus du niveau du sol : La plupart des hypothèses faites pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels demeurent valides, avec la différence que la hauteur de murs est maintenant de 2,5 m au lieu de 3 m. Un terme additionnel est aussi ajouté aux pertes de chaleur au-dessus du sol afin de tenir compte de la partie des fondations qui est exposée à l'air extérieur. Dans le cas de sous-sol de pleine hauteur, le modèle considère une hauteur $H_{f,e} = 0,7$ m pour le mur des fondations qui est exposé à l'air extérieur. L'équation (12) devient alors :

$$(UA) = U_{f,mur} 4ZH_{f,e} \sqrt{S/Z} \quad (41)$$

où $U_{f,mur}$ est le coefficient de transfert de chaleur des murs de fondation. Pour une dalle à même le sol et en première approximation, le modèle pose l'hypothèse que la moitié de la surface de la dalle (« aire de pourtour ») est exposée à l'air extérieur, le reste étant exposé à la température du sol, auquel cas :

$$(UA) = U_{f,plan} \frac{1}{2} \frac{S}{Z} \quad (42)$$

où $U_{f,plan}$ est le coefficient de transfert de chaleur du plancher de sous-sol.

Pertes au-dessous du niveau du sol : L'approche pour l'évaluation des pertes de chaleur des fondations au-dessous du niveau du sol s'est largement inspirée de celle utilisée dans le logiciel d'analyse et de conception HOT2000™ (1991). Les pertes pour un sous-sol pleine hauteur situé au-dessous du niveau du sol sont constituées de quatre composantes :



1. partie supérieure du mur au-dessous du niveau du sol, représentant environ 1/3 de la hauteur sous le niveau du sol;
2. partie inférieure du mur au-dessous du niveau du sol, représentant environ 2/3 de la hauteur sous le niveau du sol;
3. l'aire de pourtour, approximée comme étant la moitié de la surface de plancher; et
4. l'aire centrale de plancher, approximée comme étant la moitié de la surface de plancher.

Pour une dalle à même le sol, seule la quatrième composante est considérée. Les pertes de transmission sont exprimées d'une manière similaire à l'équation (9), sauf que la température extérieure doit être remplacée par la température du sol :

$$q_{trans,s} = \sum_i (UA)_i (T_{in} - T_s) \quad (43)$$

Puisque la méthode par intervalle ne fournit qu'une distribution de la température, une corrélation linéaire entre la température extérieure et la température du sol est utilisée pour obtenir la température du sol pour chaque intervalle :

$$T_s = T_{s,max} + \frac{(T_{s,min} - T_{s,max})}{(T_{c,chaud} - T_{c,clim})} (T_{int} - T_{c,clim}) \quad (44)$$

où T_{int} est la température caractéristique de l'intervalle. Les coefficients résultants, d_0 et d_1 pour chaque élément au-dessous du niveau du sol sont pour les murs situés sous le niveau du sol (fondation complète) :

$$d_0 = -4U_{f,mur} \sqrt{\frac{S}{Z}} H_{f,s} T_{in} \quad (45)$$

$$d_1 = 4U_{f,mur} \sqrt{\frac{S}{Z}} H_{f,s} \quad (46)$$

et pour les éléments de plancher situés au-dessous du niveau du sol (fondation pleine hauteur) :

$$d_0 = -U_{f,plan} \frac{S}{Z} T_{in} \quad (47)$$

$$d_1 = U_{f,plan} \frac{S}{Z} \quad (48)$$



Pour une dalle à même le sol, seules les deux dernières équations, divisées par 2, s'appliquent. Le traitement des plafonds et des fenêtres est similaire à celui effectué pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels (CI_1), sauf que les fenêtres sont considérées occuper 20 % de la surface de plancher.

■ **RES₂ – Gains solaires (sensibles)**

L'évaluation des gains solaires pour un bâtiment résidentiel est identique à celle réalisée pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels (CI_2) à l'exception de la superficie des fenêtres, qui est définie pour les composantes RES₁, comme étant distribuée de manière égale selon les quatre directions des murs du bâtiment.

■ **RES₃ – Gains internes (sensibles)**

Le traitement des gains internes est similaire à celui des bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels (CI_3), où $q_{int,sens} = c_0$, mais avec :

$$c_0 = K_{int} + K_{p,sens} \tag{49}$$

où K_{int} représente les gains en provenance de tous les équipements, les lumières et les appareils électroménagers, et $K_{p,sens}$ représente les gains internes découlant de la présence des occupants. Les constantes de l'équation précédente sont supposées être 14 W/m² pour les gains internes et 74,6 W/personne pour les occupants (ASHRAE, 1985). Contrairement à ce qui est supposé pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels, le nombre d'occupant n'est pas en relation avec la surface de plancher. Le modèle considère que les bâtiments résidentiels sont occupés en permanence par 2 adultes et 2 enfants; le gain moyen en chauffage par enfant étant la moitié de celui d'un adulte.

■ **RES₄ – Charge en air frais (sensible)**

La charge causée par l'entrée d'air extérieur est estimée exactement de la même manière que pour la charge des bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels (CI_4). Cependant, la quantité d'air frais entrant dans un bâtiment résidentiel n'est pas liée au nombre d'occupants, mais plutôt au niveau d'isolation défini qualitativement par l'utilisateur : plus le niveau d'isolation est élevé et plus la quantité d'air entrant dans le bâtiment est faible. Le **Tableau 4** montre le nombre de changement d'air par heure (CAH) en fonction du niveau d'isolation (Hydro-Québec, 1994).

Niveau d'isolation	CAH
Faible	0,5
Moyen	0,25
Élevé	0,1

Tableau 4 :
Niveau d'infiltration utilisé dans le modèle résidentiel.



Le volume de la résidence est calculé comme $HS + H_{ss} S/Z$ avec H , la hauteur estimée des murs (évaluée à 2,5 m), H_{ss} la hauteur du sous-sol (évalué à 2,2 m lorsqu'il y en a un), S la surface de plancher (excluant le sous-sol) et Z est le nombre d'étage.

■ RES_5 – Charge en air frais (latente)

Le calcul de la charge latente en air frais pour les bâtiments résidentiels est similaire à celui pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels (CI_3). Seul le calcul du débit d'air entrant est différent mais se calcule conformément à RES_4 .

■ RES_6 – Gains internes (latents)

Comme pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels, seuls les gains internes latents issus des occupants sont considérés. La procédure de calcul est identique à celle pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels, mais en évaluant le nombre d'occupants selon la méthode décrite pour RES_3 .

Équation de la charge d'un bâtiment résidentiel et températures d'équilibre

La combinaison de tous les coefficients c_0 , c_1 , c_2 , d_0 et d_1 calculés à partir des éléments de charge RES_1 à RES_6 , permet d'écrire une relation exprimant la charge finale du bâtiment en fonction de la température extérieure de l'air (équation 39). Cette relation peut être utilisée pour déterminer le profil énergétique du bâtiment selon les intervalles de température. La même équation peut également être utilisée aux températures de conception d'été et d'hiver pour estimer les charges de conception du bâtiment. Le modèle résidentiel fournit quatre ensembles de coefficients qui représentent les conditions durant les heures du jour et de la nuit, ainsi que les conditions en chauffage et en climatisation. La **Figure 22**, présentée pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels, s'applique également au modèle résidentiel.

Les températures d'équilibre, T_{eq} , pour les bâtiments résidentiels sont obtenus en calculant les racines (l'une des deux racines est choisie en fonction de son caractère réaliste par rapport aux données de température) de l'équation (39) :

$$T_{eq} = \frac{-c_1 \pm \sqrt{c_1^2 - 4c_2(c_0 + d_0 + d_1 T_s)}}{2c_2} \quad (50)$$

Dans les cas où il n'y a pas de termes quadratiques, l'équation se simplifie selon la forme suivante :

$$T_{eq} = \frac{-c_0 + d_0 - d_1 T_s}{c_1} \quad (51)$$



2.4 Calcul des charges du bâtiment – Méthode selon le profil énergétique

La *méthode par description architecturale* pour le calcul de la charge d'un bâtiment expliquée à la Section 2.3, permet d'analyser le cas des nouveaux bâtiments. Cependant, cette approche n'est pas la plus appropriée dans tous les cas, en particulier pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels qui sont généralement plus complexes. Une méthode alternative requiert l'entrée par l'utilisateur des données énergétiques connues pour le bâtiment, plus particulièrement la demande annuelle en énergie et les charges de conception. À partir de ces informations, une relation similaire à celle de l'équation (5) peut être dérivée. Cette méthode, appelée la *méthode selon le profil énergétique*, est décrite dans la présente section.

La **Figure 23** illustre l'information de base disponible pour déterminer les coefficients de l'équation (5). Pour se faire, l'équation (5) est appliquée en premier lieu à la charge de conception en chauffage $q_{c,chaud}$ et à la température de conception en chauffage $T_{c,chaud}$ spécifiée par l'utilisateur dans la feuille de calcul *Besoins thermiques* du modèle RETScreen pour projets de pompes à chaleur géothermique :

$$q_{c,chaud} = c_0 + c_1 T_{c,chaud} \quad (52)$$

Ensuite, l'intégration de la courbe de la **Figure 23a** en utilisant les données de la courbe de distribution de la température de la **Figure 23b**, donne la charge annuelle en chauffage $q_{tot,chaud}$ qui est entrée par l'utilisateur. Dans sa forme discrète :

$$q_{tot,chaud} = \sum_{i=1}^p (c_0 + c_1 T_{e,i}) h(T_{e,i}) \quad (53)$$

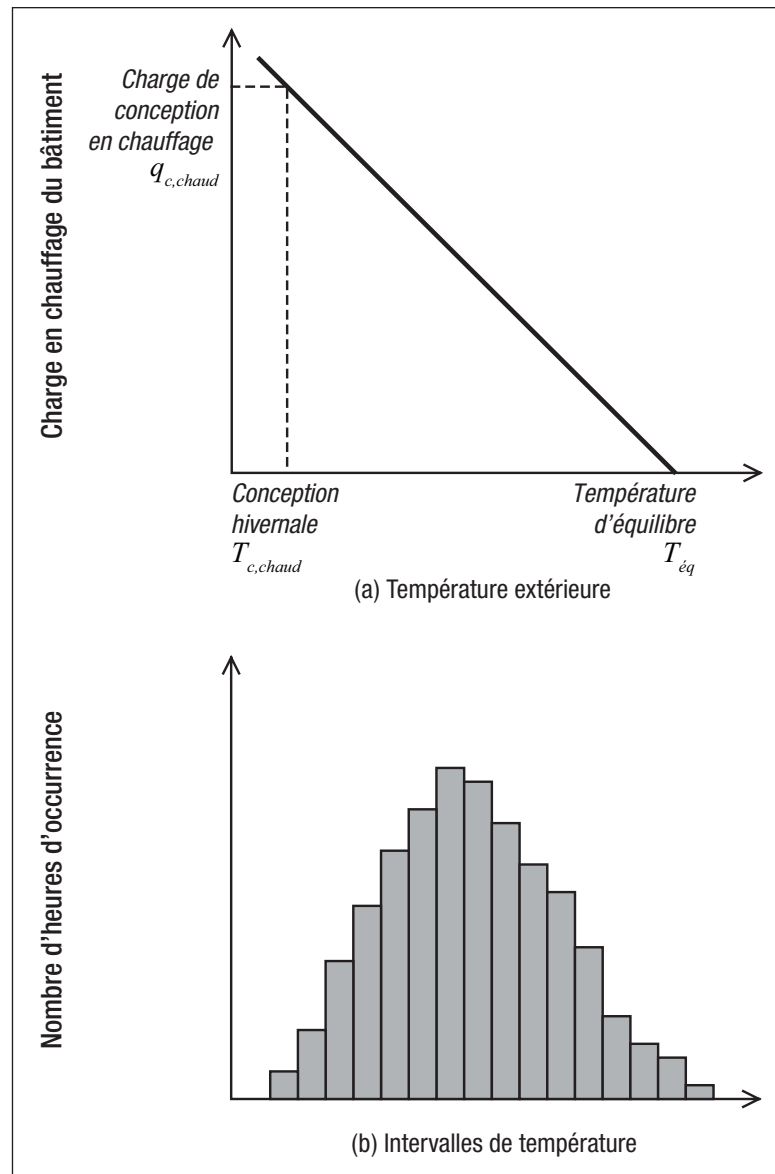
où $T_{e,i}$ est la température moyenne pour chaque intervalle p du modèle ($1 \leq i \leq p$) et $h(T_{e,i})$, le nombre d'heures d'occurrence de la température extérieure $T_{e,i}$ durant la saison de chauffage, tel qu'indiqué à la **Figure 23b**. Les équations (52) et (53) constituent un ensemble de deux équations qui contiennent deux inconnues, c_0 et c_1 . La résolution de cet ensemble d'équation fournit les expressions explicites des coefficients :

$$c_0 = \left[\frac{q_{c,chaud} \sum_{i=1}^p T_{e,i} h(T_{e,i}) - q_{tot,chaud} T_{c,chaud}}{\sum_{i=1}^p T_{e,i} h(T_{e,i}) - T_{c,chaud} \sum_{i=1}^p h(T_{e,i})} \right] \quad (54)$$

$$c_1 = \left[\frac{q_{tot,chaud} - q_{c,chaud} \sum_{i=1}^p h(T_{e,i})}{\sum_{i=1}^p T_{e,i} h(T_{e,i}) - T_{c,chaud} \sum_{i=1}^p h(T_{e,i})} \right] \quad (55)$$

**Figure 23 :**

Information disponible pour la méthode selon le profil énergétique.



Pour obtenir les coefficients présentés aux équations (54) et (55), seuls les intervalles de températures correspondants aux charges en chauffage (voir **Figure 23a**) doivent être considérés. Ces intervalles correspondent aux températures situées sous la température d'équilibre. L'utilisation de l'équation (37) avec les coefficients des équations (54) et (55), permet de déterminer les intervalles à utiliser dans les calculs. Ceci à pour conséquence de modifier les coefficients c_0 et c_p , et conduit à un processus de solution par itération.

La séquence d'équations (52) à (55) est alors réappliquée pour obtenir un ensemble différent de coefficients c_0 et c_p spécifiques à la saison de climatisation avec une saisie par l'utilisateur de la charge en climatisation $q_{c,clim}$, de la température de conception estivale $T_{c,clim}$ et de la charge annuelle en climatisation $q_{tot,clim}$.



L'utilisation de deux ensembles indépendants de coefficients (un pour le chauffage, l'autre pour la climatisation) peut générer des conflits entre les équations de charge pour le chauffage et la climatisation. Tel qu'indiqué sur la **Figure 24a**, les températures d'équilibre pourraient se retrouver dans la même zone de température extérieure si les données entrées sont incohérentes ou si le modèle linéaire utilisé pour la charge du bâtiment ne représente pas précisément le comportement du bâtiment. Puisqu'il n'est pas possible avec l'information disponible de résoudre un tel conflit, le modèle pour projets PCG considère que les deux équations sont égales à zéro lorsque les températures sont dans la zone problématique, en conformité avec la courbe de charge présentée à la **Figure 24b**. Il est à noter qu'utiliser plusieurs sources d'énergie pour le chauffage et la climatisation tend à rendre plus difficile la convergence du processus itératif, étant donné la possibilité de conflits entre les données saisies par l'utilisateur⁷.

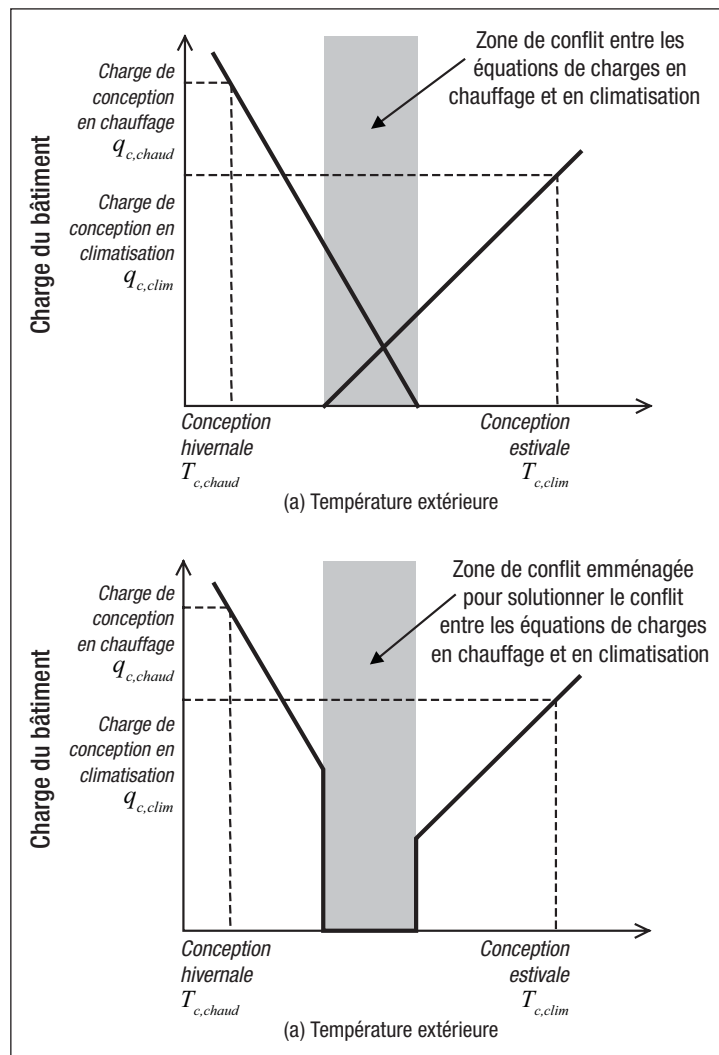


Figure 24 :

(a) Conflit des températures d'équilibre déterminées par les courbes de charges en chauffage et en climatisation

(b) Courbes de charges modifiées pour résoudre le conflit des températures d'équilibre.

7. Plus spécifiquement, une charge relativement grande associée à une demande relativement faible peut conduire à un chevauchement des températures d'équilibre. Dans ce cas, l'utilisateur peut noter une différence entre les demandes spécifiées et celles calculées par le modèle pour projets de PCG. Ceci est causé par le processus de calcul itératif nécessaire à l'évaluation des coefficients.



2.5 Calcul de la charge du bâtiment pour chaque intervalle de température

Les étapes décrites dans les sections précédentes, respectivement les *Sections 2.3* et *2.4*, pour la *méthode selon les caractéristiques architecturales* et la *méthode selon le profil énergétique* conduisent au calcul de la charge du bâtiment pour chaque intervalle de température généré (voir *Section 2.2.1*). Ceci est réalisé en utilisant l'équation (7) pour les bâtiments commerciaux (institutionnels) et industriels, et l'équation (39) pour les bâtiments résidentiels, ainsi qu'en prenant en considération les températures d'équilibre.

À titre d'exemple de tels calculs, le **Tableau 5** montre l'utilisation de la méthode pour un intervalle diurne de 2 °C. La demande totale en énergie pour le chauffage et la climatisation est simplement calculée en combinant la demande calculée avec les heures d'occurrence des intervalles de température et les températures d'équilibre ainsi qu'en utilisant les algorithmes présentés dans les sections précédentes.

Intervalles (°C)	Janvier (h)	Juillet (h)	Reste de l'année (h)	Demande en climatisation (oui/non)	Demande en chauffage (oui/non)	Charge du bâtiment (- pour la climatisation) (kW)
-12	0	0	0	non	oui	4,59
-10	2	0	0	non	oui	4,39
-8	9	0	3	non	oui	4,18
-6	27	0	12	non	oui	3,98
-4	56	0	68	non	oui	3,77
-2	101	0	128	non	oui	3,57
0	54	0	188	non	oui	3,36
2	62	0	223	non	oui	3,16
4	17	0	275	non	oui	2,95
6	5	0	235	non	oui	2,75
8	0	0	189	non	oui	2,54
10	0	0	218	non	oui	2,34
12	0	0	162	oui	oui	0,00
14	0	0	191	oui	oui	0,00
16	0	0	167	oui	oui	0,00
18	0	0	193	oui	non	-1,62
20	0	10	208	oui	non	-1,82
22	0	28	260	oui	non	-2,02
24	0	57	236	oui	non	-2,22
26	0	89	195	oui	non	-2,42
28	0	67	121	oui	non	-2,62
30	0	57	58	oui	non	-2,82
32	0	23	21	oui	non	-3,02
34	0	0	0	oui	non	-3,22

Tableau 5 : Exemple de calcul de la charge d'un bâtiment pour des intervalles de température de 2 °C (occupation du bâtiment de 8h00 à 17h00, représentant 4 015 heures d'utilisation par année).



2.6 Échangeurs de chaleur avec le sol (ÉCS) à boucle fermée

Cette section introduit la procédure d'évaluation des dimensions et de l'efficacité des échangeurs de chaleur avec le sol (ÉCS) à boucle fermée. Puisque cette évaluation nécessite aussi le calcul d'éléments propres au système de la pompe à chaleur, la procédure de dimensionnement introduite ici est complétée dans une autre section de ce chapitre, où les systèmes de pompes à chaleur sont présentés (Section 2.8).

2.6.1 Dimensionnement des échangeurs de chaleur avec le sol (ÉCS)

Le dimensionnement des échangeurs de chaleur avec le sol est essentiellement déterminé par la longueur de l'échangeur de chaleur. La méthode utilisée par le modèle pour projets PCG est largement inspirée de IGSHA (1998). La longueur requise pour l'ÉCS L_{ch} basée sur les besoins en chauffage, est calculée grâce à l'équation suivante :

$$L_{ch} = q_{c,chaud} \left[\frac{\frac{(COP_{ch} - 1)(R_t + R_s F_{ch})}{COP_{ch}}}{T_{s,min} - T_{ent,min}} \right] \quad (56)$$

où COP_{ch} est le coefficient de performance (COP^8) en chauffage du système de pompe à chaleur, R_t la résistance thermique du tuyau, R_s la résistance thermique du sol, F_{ch} le facteur de charge partielle en chauffage de l'échangeur de chaleur avec le sol (voir Section 2.6.3), $T_{s,min}$ la température minimale du sol non perturbé (voir équation 2) et $T_{ent,min}$ la température minimale de l'eau entrante dans la pompe à chaleur (voir Section 2.6.2). Une équation similaire peut être utilisée pour calculer la longueur requise de l'ÉCS L_{cl} , basée sur les besoins en climatisation :

$$L_{cl} = q_{c,clim} \left[\frac{\frac{(COP_{cl} + 1)(R_t + R_s F_{cl})}{COP_{cl}}}{T_{ent,max} - T_{s,max}} \right] \quad (57)$$

où COP_{cl} est le coefficient de performance (COP) en climatisation du système de pompe à chaleur, F_{cl} le facteur de charge partielle en climatisation de l'échangeur de chaleur avec le sol (voir Section 2.6.3), $T_{s,max}$ la température maximale du sol non perturbé (voir équation 3) et $T_{ent,max}$ la température maximale de l'eau entrante dans la pompe à chaleur (voir Section 2.6.2).

8. L'efficacité des systèmes de chauffage est mesurée comme le coefficient de performance (COP) qui représente l'énergie produite par le système divisée par l'énergie fournie. Par exemple, si le gaz naturel peut produire 100 unités de chaleur (s'il est brûlé complètement) mais que 7 de ces unités sont perdues (par la cheminée), le COP résultant est : $(100 - 7)/100 = 0,93$.



Ces deux équations représentent une version simplifiée de celles développées par Ingersoll et présentées par Kavanaugh et Rafferty (1997). Les équations (56) et (57) ne prennent pas en considération les déséquilibres thermiques à long terme qui pourraient modifier le champ de température du sol après plusieurs années d'opération. Ces déséquilibres thermiques sont généralement attribuables à des différences significatives entre la quantité annuelle de chaleur extraite du sol et la chaleur réinjectée dans le sol au cours de la saison de climatisation. Cependant, cette simplification peut être considérée acceptable à l'étape préliminaire de l'analyse de faisabilité.

Il existe une large gamme de possibilité de configurations pour les systèmes verticaux et horizontaux (voir **Figure 12**). Afin de diminuer les besoins en données initiales, le modèle RETScreen pour projets PCG est basé sur un type de système horizontal et un type de système vertical. Le système horizontal est constitué d'un réseau à deux tuyaux superposés disposés à l'horizontale (31,8 mm de diamètre nominal à une profondeur de 1,2 et 1,8 m tel que montré à la **Figure 25a**). Le système vertical est constitué d'un tuyau fermé en U (31,8 mm de diamètre nominal) enfilé jusqu'au fond du trou vertical (voir **Figure 25b**).

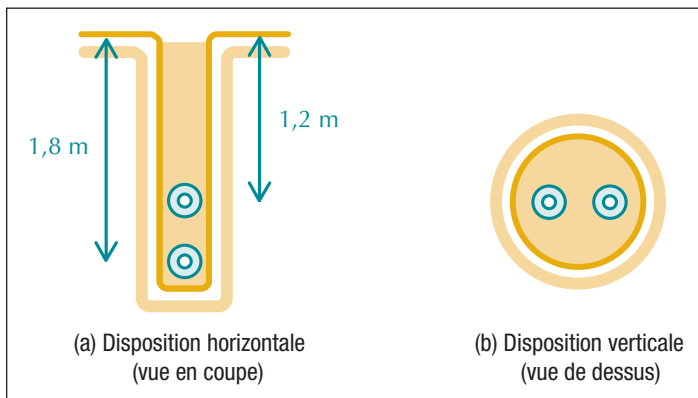


Figure 25 :

Configuration des ÉCS
du modèle RETScreen pour
projets de PCG.

Les équations (56) et (57) nécessitent la détermination de la résistance thermique du tuyau, R_t , et de la résistance thermique du sol, R_s . Celles-ci sont déterminées en fonction de considérations géométriques et physiques, tel que démontré par l'IGSHPA (1988). Pour les ÉCS horizontaux, la méthode tient compte des effets de surface qui ont une influence notable sur les valeurs de résistance horizontale du sol. Les valeurs de résistance du sol sont compilées en fonction de la distance radiale pour différents types de sol (p. ex : sol léger ou lourd, humide ou sec, roche, etc.). Les résistances thermiques du pergélisol sont extrapolées de celles d'un sol ordinaire, en fonction des propriétés de conductivité du sol.

Tel qu'indiqué par les équations (56) et (57), il existe deux longueurs possible d'échangeur de chaleur qui peuvent être utilisées pour concevoir un système en boucle fermée. Le choix entre les longueurs pour le chauffage ou la climatisation est laissé à l'utilisateur dans la feuille de calcul *Modèle énergétique* du modèle RETScreen pour projets de PCG. Cette décision de conception a un effet sur les coûts et sur l'efficacité du système de PCG. La sélection d'une longueur insuffisante d'ÉCS pour le chauffage nécessite l'ajout d'un système d'appoint de chauffage. La sélection d'une longueur insuffisante d'ÉCS pour la climatisation nécessite l'ajout d'un système supplémentaire de rejet de chaleur. Le modèle pour projets PCG prend en considération ces deux possibilités lorsque vient le temps de modéliser l'ÉCS. Par exemple, si le critère

de conception en mode de climatisation était sélectionné par l'utilisateur dans la feuille de calcul *Besoins thermiques*, le modèle RETScreen pour projets PCG estimera la capacité maximale en chauffage qui sera disponible basée sur la longueur de climatisation retenue.

2.6.2 Température de conception de l'eau entrante (T_{ent})

La conception d'un ÉCS est en plusieurs points similaire à celle d'un échangeur de chaleur conventionnel. Pour un échangeur de chaleur conventionnel, les températures de l'eau entrante et sortante sont généralement fournies pour dimensionner l'échangeur de chaleur. Ceci s'applique également pour un ÉCS : la taille finale d'un ÉCS est en grande partie déterminée par les besoins de l'utilisateur en ce qui concerne les températures minimales ou maximales permises à la sortie de l'ÉCS tout au long de l'année.

Cependant, les valeurs maximales et minimales de la température de l'eau sortante de l'ÉCS sont limitées à l'intérieure d'une plage de valeurs acceptables. Des contraintes découlant essentiellement de l'opération des pompes à chaleur tendent à simplifier cette décision de conception.

Par exemple, les pompes à chaleur à plage d'opération étendue ont une température minimale recommandée de l'eau entrante de 20 °F (-6,7 °C) ($T_{ent,min}$) et une température maximale recommandée de l'eau entrante de 110 °F (92,2 °C). Certains systèmes peuvent aller en-dessous ou au-dessus de ces températures, mais ils sont rares. À partir d'une revue de la littérature (ASHRAE, 1955; Kavanaugh et Rafferty, 1997; IGSHPA, 1988), les températures de conception de l'eau entrante utilisées dans le modèle pour projets PCG sont les suivantes :

- Température de conception minimale de l'eau entrante :

$$T_{ent,min} = T_{s,min} - 15 \text{ } ^\circ F$$

- Température de conception maximale de l'eau entrante :

$$T_{ent,max} = \min(T_{s,max} + 20 \text{ } ^\circ F, 110 \text{ } ^\circ F)$$

Puisque le modèle a également été conçu pour être utilisé dans un contexte de pergélisol, la valeur de 20 °F pour la température minimale de l'eau entrante n'a pas été considérée comme une limite.

2.6.3 Facteur de charge partielle (F)

Afin de déterminer la longueur de l'ÉCS avec les équations (56) et (57), il est nécessaire d'évaluer le facteur de charge partielle. Le facteur de charge partielle de l'ÉCS, F , représente le rapport du nombre équivalent d'heure de fonctionnement à pleine charge durant le mois de référence au nombre total d'heures au cours de ce mois (Kavanaugh et Rafferty, 1997). Il peut être évalué de la manière suivante :

$$F = \frac{\bar{q}}{q_{max}} \tag{58}$$



où \bar{q} et q_{max} sont respectivement la charge moyenne et la charge de pointe pour le mois. Le facteur de charge partielle F est évalué pour les mois de référence en chauffage et en climatisation, qui sont normalement les mois de juillet et de janvier dans l'hémisphère Nord, menant aux valeurs F_{cl} et F_{ch} utilisées dans les équations (56) et (57).

La charge est évaluée en utilisant les équations présentées dans les Sections 2.3 et 2.4 pour chaque intervalle de température. Les intervalles de température sont disponibles pour les mois de conception en chauffage et en climatisation, tel qu'expliqué à la Section 2.2.1.

2.7 Échangeurs de chaleur avec le sol (ÉCS) à boucle ouverte (aquifère)

Le modèle RETScreen pour projets PCG est également conçu pour analyser les systèmes conventionnels à eaux souterraines (voir **Figure 26**) et pourrait être utilisé pour évaluer les systèmes incorporant les puits à colonne verticale. Les systèmes incorporant des puits à colonne verticale utilisent un échangeur de chaleur intermédiaire entre l'ÉCS et la pompe à chaleur afin d'isoler les eaux souterraines de la boucle de fluide du bâtiment. Ceci est indispensable lorsque le fluide de la boucle du bâtiment n'est pas de l'eau. Il est recommandé également dans plusieurs autres cas afin de prévenir l'écaillage et la corrosion de l'échangeur de la pompe à chaleur qui pourrait découler d'une mise en contact direct avec les eaux souterraines.

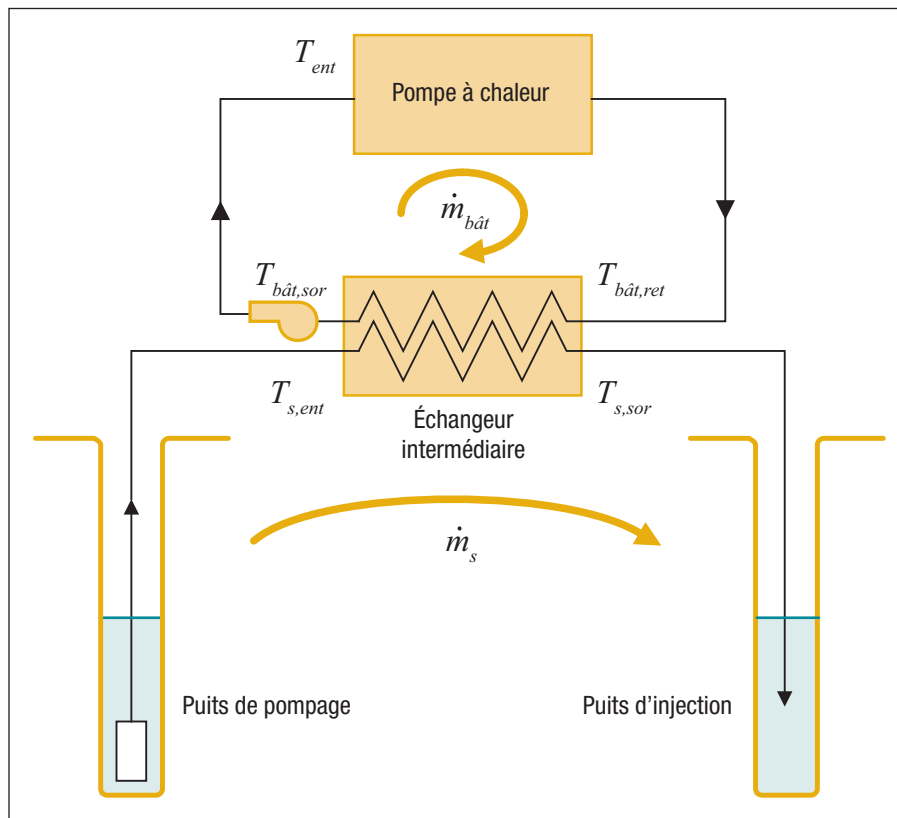


Figure 26 :

Système indirect de pompe à chaleur utilisant une boucle ouverte (eaux souterraines)



Le débit d'eau souterraine constitue le critère de dimensionnement pour un système à eaux souterraines. Ainsi, la taille du système n'est pas mesurée en unité de longueur (p. ex. : le nombre de mètres de tuyaux pour un ÉCS à boucle fermée), mais plutôt en unité de débit mesuré en litre d'eaux souterraines par seconde. Le débit d'eaux souterraines est déterminé par le plus grand des débits requis pour la climatisation ou le chauffage. La détermination des débits requis est basée sur l'application de l'équation fondamentale de capacité thermique :

$$\dot{m}_{ch} = \frac{Q_{c,chaud}}{\rho C_p (T_{s,ent} - T_{s,sor})} \frac{(COP_{ch} - 1)}{COP_{ch}} \quad (59)$$

$$\dot{m}_{cl} = \frac{Q_{c,clim}}{\rho C_p (T_{s,sor} - T_{s,ent})} \frac{(COP_{cl} + 1)}{COP_{cl}} \quad (60)$$

où \dot{m}_{ch} et \dot{m}_{cl} sont les débits en chauffage et en climatisation et $Q_{c,chaud}$ et $Q_{c,clim}$ les capacités de la pompe à chaleur aux conditions de conception en chauffage et climatisation (voir Section 2.8.1). Dans les équations (60) et (61), COP_{ch} et COP_{cl} sont les coefficients de performance de la pompe à chaleur aux conditions de conception en chauffage et en climatisation (voir Section 2.8.1), ρ la densité de l'eau, C_p la chaleur spécifique de l'eau et $T_{s,ent}$ et $T_{s,sor}$, les températures de l'eau souterraine entrante et sortante de l'échangeur de chaleur intermédiaire localisé entre le sol et la pompe à chaleur, tel que montré à la Figure 26. En première évaluation, la température de l'eau souterraine $T_{s,ent}$ est considérée égale à la température annuelle moyenne de la surface du sol \bar{T}_{surf} (voir Section 2.2.2).

Pour résoudre les équations (59) et (60), la température de l'eau souterraine sortant de l'échangeur de chaleur intermédiaire ($T_{s,sor}$) doit être évaluée. Ceci peut être réalisé par les deux méthodes de conception suivante, faisant référence à la Figure 26 :

- choisir une température « d'approche » ΔT_a entre la température de retour de l'eau du bâtiment ($T_{bât,ret}$) et la température de l'eau souterraine à la sortie de l'échangeur de chaleur ($T_{s,sor}$). Cette *méthode de conception basée sur la température d'approche* est expliquée en détail dans la section suivante;

ou

- choisir une valeur de la température de conception de l'eau entrante en chauffage et en climatisation (T_{ent}). Puisque cette température issue de la *méthode de conception basée sur le choix de la température de l'eau entrante* nécessite le calcul de composantes qui font parties intégrales du système de pompe à chaleur, la méthode est expliquée dans la Section 2.8.3 en supposant en première approximation que la température de sortie de l'eau du bâtiment ($T_{bât,sor}$) est proche de T_{ent} (voir équation 78).



Méthode de conception basée sur la température d'approche : Le chapitre 6 de ASHRAE (1995) donne des valeurs typiques pour la température d'approche ainsi que les températures de conception de l'eau entrante :

$$T_{bât,sor} \approx T_{ent} = 23,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad [\text{climatisation}] \quad (61)$$

$$T_{bât,sor} \approx T_{ent} = \min(7,2 \text{ } ^\circ\text{C}, \overline{T_{surf}} - 2,8 \text{ } ^\circ\text{C}) \quad [\text{chauffage}] \quad (62)$$

$$\Delta T_a = 2,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (63)$$

où $\overline{T_{surf}}$ est la température annuelle moyenne de la surface du sol.

Pour les conditions de chauffage, la température de l'eau sortante de l'échangeur de chaleur intermédiaire ($T_{s,sor}$) peut être obtenue à partir de :

$$T_{s,sor} = T_{bât,ret} + \Delta T_a \quad (64)$$

$$(T_{bât,ret} - T_{bât,sor}) = \frac{Q_{c,chaud}}{\rho_{bât} C_{p,bât} \dot{m}_{bât}} \frac{(COP_{ch} - 1)}{COP_{ch}} \quad (65)$$

où $\dot{m}_{bât}$ est le débit dans la pompe à chaleur du bâtiment et $\rho_{bât}$ et $C_{p,bât}$ sont les densités et la chaleur spécifique du fluide dans la boucle du bâtiment. La substitution des équations (65) et (64) permet d'obtenir :

$$T_{s,sor} = T_{bât,sor} + \frac{Q_{c,chaud}}{\rho_{bât} C_{p,bât} \dot{m}_{bât}} \frac{(COP_{ch} - 1)}{COP_{ch}} + \Delta T_a \quad (66)$$

Le débit typique du fluide dans la boucle de la pompe à chaleur du bâtiment ($\dot{m}_{bât}$) recommandé par les fabricants de pompe à chaleur est de 3 usgpm/tonne de capacité de climatisation installée (ASHRAE 1995).

De la même manière pour les conditions de climatisation, la température de l'eau souterraine sortante de l'échangeur de chaleur intermédiaire ($T_{s,sor}$) est obtenue avec :

$$T_{s,sor} = T_{bât,sor} + \frac{Q_{c,clim}}{\rho_{bât} C_{p,bât} \dot{m}_{bât}} \frac{(COP_{cl} - 1)}{COP_{cl}} - \Delta T_a \quad (67)$$

En solutionnant les équations (66) et (67), la température de l'eau souterraine sortante de l'échangeur de chaleur intermédiaire ($T_{s,sor}$) qui est nécessaire pour résoudre les équations (59) et (60) peut être trouvée, ce qui permet alors de dimensionner l'ÉCS (p. ex. : le système à boucle ouverte) grâce à l'évaluation du débit de puits nécessaire (\dot{m}) en chauffage et en climatisation.



2.8 Système de pompe à chaleur

Cette section présente les éléments de modélisation associés au système de pompe à chaleur. Le calcul de ces éléments est nécessaire pour finaliser le dimensionnement de l'ÉCS des systèmes à boucle ouverte ou fermée, tel que présentés aux Sections 2.6 et 2.7. Le coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur et leur capacité ($Q_{cl/ch}$) sont évalués en premier lieu, suivi par la détermination de la température d'entrée de la pompe à chaleur pour les deux types de boucle.

2.8.1 Coefficient de performance (COP) et capacité ($Q_{cl/ch}$)

Le coefficient de performance (COP) d'un système de pompe à chaleur dépend de la température d'entrée de l'eau. La modélisation utilisée dans le modèle RETScreen pour projets PCG, basée sur une corrélation du COP de la pompe à chaleur à la température d'entrée de l'eau, est inspirée d'une approche préconisée par Tarnawski (1990).

La charge de l'ÉCS et la capacité utile de la pompe à chaleur sont liées à travers les équations suivantes :

Pour la climatisation :

$$Q_{cl} = Q_{chal,cl} \frac{COP_{cl}}{COP_{cl} + 1} \quad (68)$$

Pour le chauffage :

$$Q_{ch} = Q_{chal,ch} \frac{COP_{ch}}{COP_{ch} - 1} \quad (69)$$

où Q_{cl} est la capacité de la pompe à chaleur à l'évaporateur, $Q_{chal,cl}$ la chaleur rejetée à l'ÉCS du côté condenseur de la pompe à chaleur en mode climatisation, Q_{ch} la capacité de la pompe à chaleur au condenseur et $Q_{chal,ch}$ la chaleur extraite de l'ÉCS du côté évaporateur de la pompe à chaleur en mode chauffage.

La méthode utilisée pour modéliser le COP et la capacité en fonction de la température du fluide entrant utilise une corrélation quadratique polynômiale :

$$COP_{opération} = COP_{référence} (k_0 + k_1 T_{ent} + k_2 T_{ent}^2) \quad (70)$$

$$Q_{cl/ch} = \chi (\lambda_0 + \lambda_1 T_{ent} + \lambda_2 T_{ent}^2) \quad (71)$$

où $COP_{opération}$ est le COP réel de la pompe à chaleur, $COP_{référence}$ est le COP nominal de la pompe à chaleur (p. ex. : mesuré dans des conditions normalisées, 0 °C pour le chauffage et 25 °C pour la climatisation), $Q_{cl/ch}$ est la capacité de la pompe à chaleur pour



la climatisation ou le chauffage, k_i et λ_i sont les coefficients de corrélation présentés dans le **Tableau 6**. Enfin χ est un *facteur de capacité multiplicatif* calculé de manière à ce que le système réponde soit à la charge du bâtiment en chauffage ou en climatisation.

Coefficients de corrélation		Climatisation	Chauffage
COP	k_0	1,53105836E+00	1,00000000E+00
	k_1	-2,29609500E-02	1,55970900E-02
	k_2	6,87440000E-05	-1,59310000E-04
Capacité	λ_0	1,41186164E+00	6,67872140E-01
	λ_1	-2,56202000E-03	2,79889800E-02
	λ_2	-7,24820000E-05	-1,06360000E-04

Tableau 6 : Coefficients de la corrélation quadratique polynômiale utilisés dans les équations (70) et (71).

Lorsque la charge de climatisation est utilisée comme critère de conception, la capacité de la pompe à chaleur est déterminée sur la base de la capacité requise pour satisfaire la charge de climatisation. Si la capacité de chauffage associée n'est pas suffisante, le modèle suggère une puissance de chauffage d'appoint pour satisfaire les besoins en chauffage. Dans le modèle, ce système d'appoint est supposé posséder les mêmes efficacités et sources d'énergie que le système de chauffage, de ventilation et de climatisation (CVAC) de référence défini dans le modèle RETScreen pour projets de PCG. Dans ce cas, le *facteur de capacité multiplicatif* χ s'écrit :

$$\chi = \frac{q_{c,clim}}{\lambda_0 + \lambda_1 T_{ent,max} + \lambda_2 T_{ent,max}^2} \quad (72)$$

où $q_{c,clim}$ est la charge de conception en climatisation et $T_{ent,max}$ la température de conception maximale de l'eau entrante telle que définie dans la *Section 2.6.2*.

Lorsque la charge de chauffage est utilisée comme critère de conception, le *facteur de capacité multiplicatif* χ prend la valeur la plus grande dans les équations (72) et (73) :

$$\chi = \frac{q_{c,chaud}}{\lambda_0 + \lambda_1 T_{ent,min} + \lambda_2 T_{ent,min}^2} \quad (73)$$

où $T_{ent,min}$ est la température de calcul minimale de l'eau entrante telle que définie dans la *Section 2.6.2*. La valeur maximale du *facteur de capacité multiplicatif* χ découlant des équations (72) et (73) est choisie puisque le modèle pour projets PCG est basé sur la prémisse que les besoins en climatisation doivent impérativement être satisfaits par les pompes à chaleur installées.



2.8.2 Température de l'eau entrante ($T_{ent,i}$) pour un échangeur avec le sol à boucle fermée

Afin d'évaluer le coefficient de performance (COP) et la capacité associée ($Q_{cl/ch}$) pour chaque intervalle de température (voir Section 2.2.1), une méthode d'interpolation linéaire a été développée sur la base de la procédure présentée par l'IGSHPA (1988). Cette méthode d'interpolation linéaire est résumée dans la Figure 27. Pour un intervalle de température donné $T_{int,i}$, la température de l'eau entrante dans la pompe à chaleur $T_{ent,i}$ s'exprime simplement comme suit :

$$T_{ent,i} = T_{min} + \left(\frac{T_{ent,max} - T_{ent,min}}{T_{c,clim} - T_{c,chaud}} \right) (T_{int,i} - T_{c,chaud}) \quad (74)$$

où T_{min} est le point où la courbe (Figure 27) coupe l'ordonnée et les autres variables de l'équation (74) ont été précédemment définies.

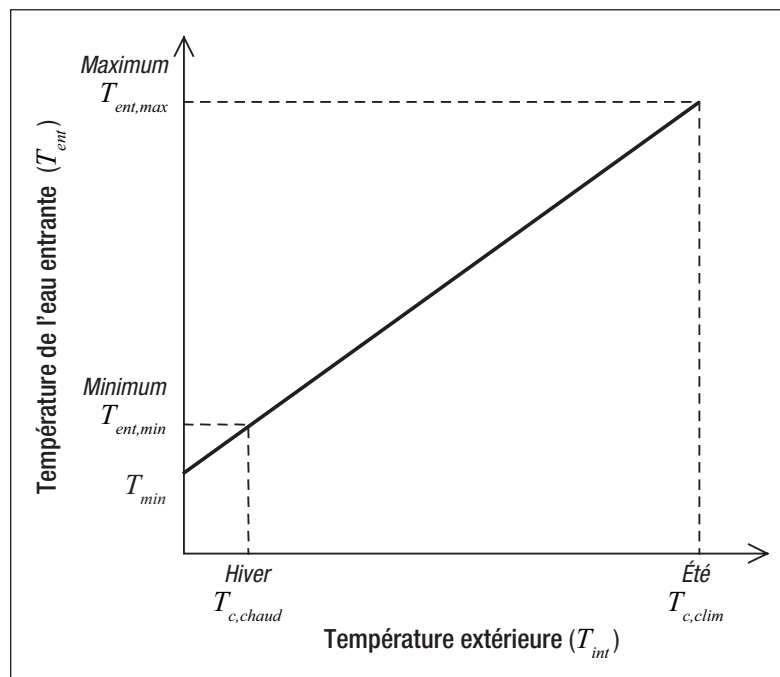


Figure 27 :
Détermination de la température de l'eau entrante en fonction de la température extérieure.

2.8.3 Température de l'eau entrante (T_{ent}) pour un échangeur avec le sol à boucle ouverte (aquifère)⁹

Pour les systèmes d'aquifère, la température de l'eau entrante dans la pompe à chaleur est fonction de la température d'aquifère et de la charge du bâtiment. Elle s'exprime en combinant l'équation (66) et l'équation suivante de la capacité de l'échangeur intermédiaire côté sol de la boucle :

9. Le calcul réalisé dans cette section complète la méthode de conception basée sur le choix de la température de l'eau entrante introduite dans la Section 2.7 pour dimensionner les systèmes à boucle ouverte.



$$Q_{s,ei} = \rho C_p \dot{m}_s (T_{s,ent} - T_{s,sor}) \quad (75)$$

où $Q_{s,ei}$ est la capacité de l'échangeur intermédiaire, ρ la densité de l'eau, C_p la chaleur spécifique de l'eau, \dot{m}_s le débit d'eau de l'échangeur coté boucle avec le sol, tandis que les autres variables ont été définies précédemment (voir **Figure 26**).

En solutionnant cette équation pour trouver $T_{bât,sor}$ en fonction de $T_{s,ent}$, la relation recherchée pour la température de l'eau entrante (T_{ent}) est obtenue :

Dans le cas du chauffage :

$$T_{bât,sor} = T_{s,ent} - \left(\frac{Q_{ei,ch}}{\rho C_p \dot{m}_s} \right) - \left[\left(\frac{q_{c,chaud}}{\rho C_p \dot{m}_{bât}} \right) \left(\frac{COP_{ch} - 1}{COP_{ch}} \right) \right] - \Delta T_a \quad (76)$$

Dans le cas de la climatisation :

$$T_{bât,sor} = T_{s,ent} - \left(\frac{Q_{ei,cl}}{\rho C_p \dot{m}_s} \right) - \left[\left(\frac{q_{s,clim}}{\rho C_p \dot{m}_{bât}} \right) \left(\frac{COP_{cl} + 1}{COP_{cl}} \right) \right] + \Delta T_a \quad (77)$$

Un terme supplémentaire peut-être ajouté aux équations (76) et (77) pour tenir compte de l'accroissement de température découlant des pertes de la pompe de l'eau d'aquifère. Ce terme s'écrit :

$$\Delta T_{po} = T_{ent} - T_{bât,sor} = \frac{q_{po}}{\rho C_p \dot{m}_s} \quad (78)$$

La puissance de la pompe q_{po} est calculée à partir du travail requis pour pomper l'eau d'une hauteur Δh , c'est-à-dire de la nappe au sol, en y ajoutant une hauteur Cst pour tenir compte des autres pertes dans la boucle souterraine :

$$q_{po} = \frac{\rho g \dot{m}_s (\Delta h + Cst)}{\eta_{po}} \quad (79)$$

où η_{po} est l'efficacité de la pompe et g l'accélération causée par la pesanteur (9,81 m/s²). La valeur de Cst est de 50 pieds d'eau (15,24 m).



2.9 Évaluation de l'énergie utilisée

Cette section présente le calcul de l'énergie utilisée par les pompes auxiliaires qui servent à satisfaire les besoins en chauffage et en climatisation non desservis par le système de PCG.

2.9.1 Temps de marche de la pompe à chaleur et énergie utilisée par les pompes auxiliaires

Le temps de marche théorique *TempsMarche* de la pompe à chaleur est calculé simplement pour chaque intervalle de température comme suit :

$$TempsMarche = \frac{q_{tot}}{Q} \quad (80)$$

où q_{tot} est la charge globale du bâtiment (voir Sections 2.3 et 2.4) et Q la capacité de la pompe à chaleur (voir Section 2.8.1). Le facteur de charge partielle F de la pompe à chaleur se calcule comme suit :

$$F = \frac{TempsMarche}{1 - c_d (1 - TempsMarche)} \quad (81)$$

où c_d est un facteur empirique (établi à 0,15) permettant de tenir compte des pertes associées aux états transitoires de démarrage et d'arrêt (ARI, 1993). Ce facteur est généralement connu sous le nom de facteur de dégradation. Plus petites sont les valeurs de *TempsMarche*, plus grandes sont les pénalités associées au facteur de dégradation.

L'énergie électrique utilisée par la pompe à chaleur et les pompes auxiliaires doit être calculée pour chaque intervalle de température. La puissance électrique appelée par la pompe à chaleur est calculée par :

$$PC_{é,appelée} = \frac{Puissance}{COP} \quad (82)$$

La puissance de pompage pour la boucle intermédiaire du bâtiment est de 17 W par kW de puissance de climatisation installée (Kavanaugh & Rafferty, 1997). La puissance de pompage de l'eau souterraine est calculée en divisant l'équation (79) par l'efficacité du moteur électrique.



2.9.2 Besoins en chauffage et en climatisation supplémentaires

Les besoins en chauffage et en climatisation (puits de chaleur) supplémentaires sont évalués pour chaque intervalle de température en calculant la différence entre la charge du bâtiment et la capacité de la pompe à chaleur. L'énergie électrique Q_e utilisée par la pompe à chaleur et les pompes auxiliaires s'écrit :

$$Q_e = \text{Int}(h) \left[(HP_{e,appelée} F) + AUX_e \right] \quad (83)$$

où $\text{Int}(h)$ est le nombre d'heures dans l'intervalle et F , le facteur de charge partielle de la pompe à chaleur introduit précédemment à la Section 2.6.3 et dans l'équation (81). AUX_e est la somme de toutes les consommations d'énergie des équipements auxiliaires.

Aux fins de conception, la charge auxiliaire en chauffage est évaluée en soustrayant la capacité du système de pompe à chaleur, à la température d'entrée minimale, de la charge de conception en chauffage du bâtiment. Le puits de chaleur supplémentaire est dimensionné en soustrayant la capacité du système de pompe à chaleur à la température d'entrée maximale, de la charge de calcul en climatisation du bâtiment.

2.10 Validation

De nombreux experts ont contribué au développement, test et validation du modèle RETScreen pour projets de PCG. Ceux-ci incluent des experts en modélisation de pompes à chaleur géothermique, des ingénieurs experts en coût, des spécialistes en modélisation de gaz à effet de serre, des professionnels en analyse financière, et des scientifiques spécialisés dans les bases de données météorologiques de satellites ou de stations de surveillance au sol.

Cette section présente deux exemples ayant servi à la validation du modèle. Le premier exemple valide les résultats du générateur d'intervalles de température inclus dans le modèle pour projets PCG vis-à-vis des données mesurées. Le deuxième exemple montre une validation du dimensionnement d'un ÉCS vertical à boucle fermée par rapport aux résultats de sept autres modèles et d'un ensemble de données réelles recueillies sur des cas de PCG installés.

2.10.1 Validation de la génération d'intervalles de température

Trois types de comparaison ont été réalisés pour vérifier la validité du générateur de données météorologiques inclus dans le modèle RETScreen pour projets PCG (voir Section 2.2.1). Le premier type de comparaison, montrée dans les Figures 28 à 30, compare les intervalles de température générés par le modèle avec les intervalles de température obtenus par Environnement Canada. Le résultat de cette comparaison montre une bonne corrélation entre chaque ensemble de données pour les trois villes canadiennes évaluées : Charlottetown (PE), Montréal (QC) et Toronto (ON).



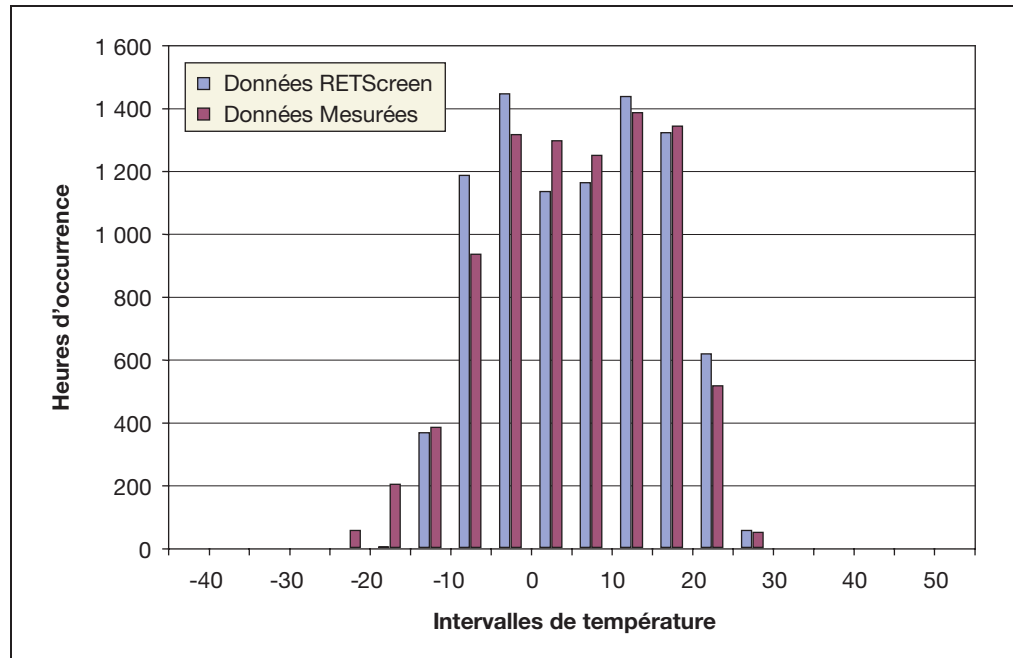


Figure 28 :
 Comparaison des intervalles de températures pour Charlottetown (PE), Canada.

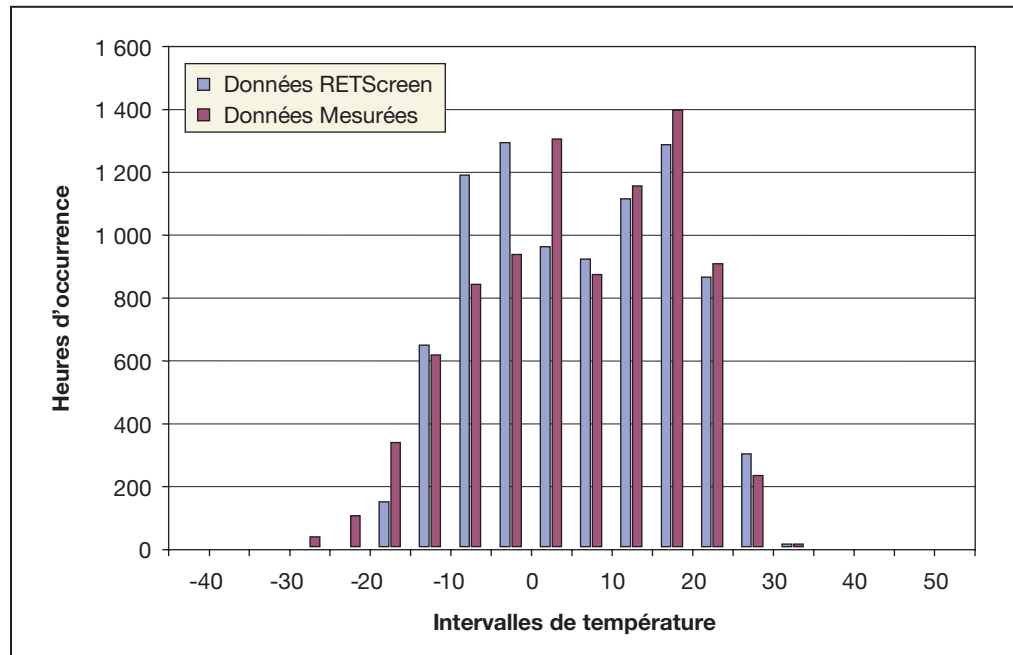


Figure 29 :
 Comparaison des intervalles de températures pour Montréal (QC), Canada.



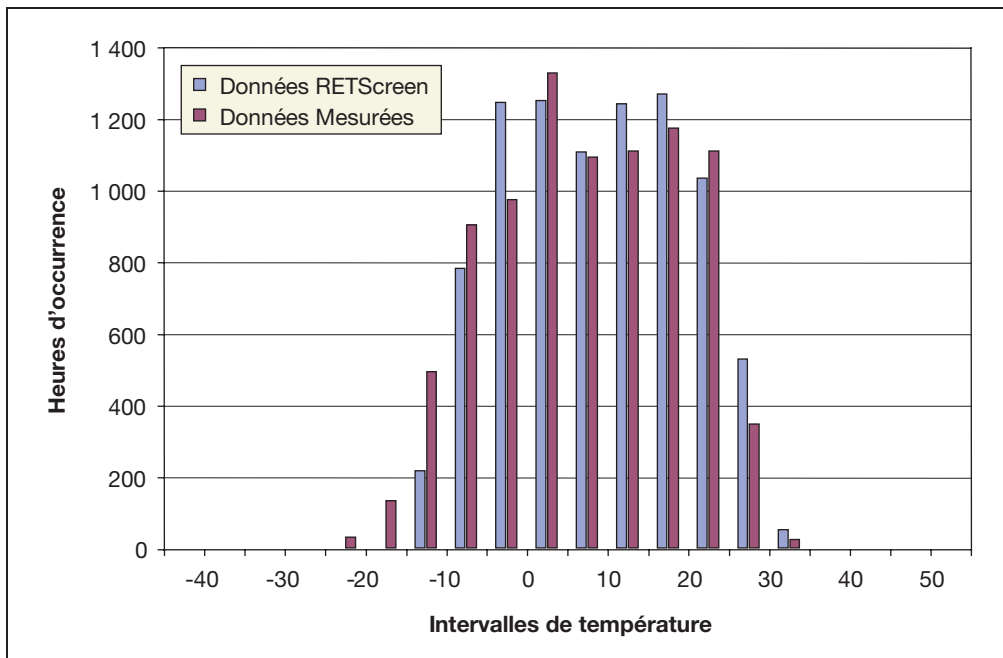


Figure 30 :

Comparaison des intervalles de températures pour Toronto (ON), Canada.

Une comparaison globale des degrés-jours calculés a aussi été réalisée pour les trois villes canadiennes suivantes : Montréal (QC), Québec (QC) et Schefferville (QC). Les résultats présentés dans le **Tableau 7** démontrent que les données météorologiques générées par le modèle RETScreen pour projets PCG sont excellentes et ne diffèrent en moyenne que de 1,2 % des vraies données pour les trois villes.

Le troisième type de comparaison, présenté au **Tableau 8**, concerne l'utilisation d'énergie typique d'une pompe air-air. Les données comparées dans ce tableau sont basées sur les intervalles de températures générés par le modèle pour projets PCG et sur celles obtenues par Environnement Canada. Avec une divergence moyenne inférieure à 2 % pour les cinq villes canadiennes évaluées, cette comparaison démontre que l'évaluation faite par le modèle RETScreen pour projets PCG est très près des vraies données.

En conclusion, cette validation des intervalles de température générés par le modèle RETScreen pour projets PCG montre un niveau de précision satisfaisant qui est plus que suffisant dans le contexte de la réalisation d'analyses préliminaires de faisabilité.

Ville	Données mesurées par Environnement Canada (degrés-jours)	Données générées par le modèle RETScreen pour projets PCG (degrés-jours)	Différence
Montréal (QC)	4 406	4 435	0,7 %
Québec (QC)	4 855	4 949	1,9 %
Schefferville (QC)	8 049	7 988	0,8 %

Tableau 7 : Comparaison des degrés-jours (base de 18 °C) pour trois villes canadiennes.

Ville	Utilisation d'énergie typique d'une pompe à chaleur air-air (kWh)	Données générées par le modèle RETScreen pour projets de PCG (kWh)	Différence
Toronto (ON)	36 690	37 200	1,4 %
Montréal (QC)	35 490	36 140	1,8 %
Charlottetown (PE)	36 920	37 160	0,6 %
Winnipeg (MB)	32 930	33 240	1,0 %
Vancouver (BC)	39 020	37 890	-3,0 %

Tableau 8 : Comparaison de l'utilisation typique d'énergie d'une pompe à chaleur pour quatre villes canadiennes.

2.10.2 Validation du dimensionnement d'un ÉCS vertical à boucle fermée

Une revue de littérature a été réalisée pour identifier les études de cas de référence pour lesquelles une évaluation technique du modèle RETScreen pour projets PCG pourrait être réalisée. En conséquence, il a été identifié que plusieurs fonctionnalités du modèle pour projets PCG devraient être évaluées séparément. Parmi les études de cas trouvées, deux documents (Shonder *et al.*, 1999; Shonder *et al.*, 2000) ont été spécifiquement écrits afin d'évaluer sept logiciels commerciaux utilisés pour le dimensionnement d'ÉCS dans le cas de boucles fermées verticales. Tel que décrit ci-après, les évaluations faites dans ces deux articles sont basées sur des données mesurées pour des bâtiments résidentiels et commerciaux.

■ Cas de bâtiments résidentiels

Le travail de Shonder *et al.* (1999) rapporte les données de deux bâtiments résidentiels réels pour lesquels des données mesurées étaient disponibles afin de réaliser une étude comparative avec les résultats de dimensionnement d'ÉCS en provenance de six logiciels commerciaux. De plus, un programme de simulation détaillé et calibré a été utilisée pour calculer les valeurs d'entrée requises par les logiciels, lesquelles n'étaient pas toujours disponibles directement à partir des données mesurées. Les données mesurées ont aussi été utilisées pour calibrer les résultats du modèle détaillé. Un total de sept prédictions de dimensionnement de l'ÉCS ont donc été obtenues aux fins de comparaison. Des deux bâtiments sélectionnés, l'un possède une charge en chauffage dominante et l'autre, une charge en climatisation dominante.

Pour les deux bâtiments, l'énergie utilisée et la charge de calcul du bâtiment ont été mises à contribution pour prédire un premier ensemble de données de dimensionnement grâce au modèle RETScreen pour projets de PCG. D'autres renseignements, tels que le type de sol et l'efficacité de la pompe à chaleur, étaient également disponibles dans l'article. Enfin, l'option architecturale du modèle (charges de pointe et besoins énergétiques en chauffage et en climatisation à partir des caractéristiques architecturales du bâtiment) a aussi été utilisée pour obtenir un deuxième ensemble de données de dimensionnement pour l'ÉCS. Comme peu de choses étaient connues en matière d'enveloppe thermique du bâtiment, une évaluation qualitative basée sur les données relatives à l'énergie utilisée a été réalisée. Le **Tableau 9** présente les données rapportées dans le cas des deux bâtiments résidentiels.

Données	Unité	Bâtiment résidentiel Cas n° 1	Bâtiment résidentiel Cas n° 2
Localisation	-	Fort Polk, LA	Sun Prairie, WI
Surface de plancher	m ²	97,7	127,3
Type de sous-sol	-	Dalle	Complet
Niveau d'isolation	-	Moyen	Moyen
Charge de chauffage	kW	4,8	5,8
Demande de pointe en chauffage	kWh	2 200	6 800
Charge de climatisation	kW	4,6	4
Demande de pointe en climatisation	kWh	6 400	1 500
COP_{ch}	-	3,7	3,6
COP_{cl}	-	4,8	5,5
K_s	BTU/(h pi °F)	1,4	1,64
ρC_p	BTU/(pi ³ °F)	40	64

Tableau 9 : Données pour deux cas de bâtiment résidentiel [Shonder, 1999].

Les longueurs de l'ÉCS prédites sont présentées dans l'article en longueur de tuyau par tonne de capacité installée de la pompe à chaleur. Ceci permet de séparer l'évaluation du dimensionnement de l'ÉCS, des algorithmes de calcul pour la résidence et la pompe à chaleur. Le **Tableau 10** présente les dimensions réelles de l'ÉCS en place. Les résultats sont fournis pour une durée de conception d'un an, sans considérer l'impact des débalancements thermiques à long terme sur la longueur optimale de tuyau.

Les résultats présentés au **Tableau 10** démontrent que les résultats de dimensionnement de l'ÉCS produit par le modèle RETScreen pour projets de PCG correspondent à ceux des logiciels commerciaux, malgré le fait que RETScreen est un outil simplifié d'analyse de pré-faisabilité. En fait, la différence moyenne entre les prédictions des logiciels commerciaux de dimensionnement de l'ÉCS et les résultats du modèle RETScreen pour projets PCG (6 %) est moindre que les différences existantes entre les résultats des sept logiciels commerciaux (9 %) lorsqu'ils sont comparés l'un par rapport à l'autre. Aussi, aucune différence notable de

précision n'a été trouvée entre les deux méthodes utilisées par RETScreen pour évaluer les charges du bâtiment (différence moyenne de 6 % pour la méthode selon les caractéristiques architecturales et de 7 % pour la méthode selon le profil énergétique). Ce qui permet de conclure que les deux méthodes sont appropriées pour évaluer des projets PCG à l'étape préliminaire d'analyse de faisabilité.

Conception pour 1 an		
Logiciel de dimensionnement d'un ÉCS	Port Folk EWT = 90	Sun Prairie EWT = 30
Logiciel commercial A	245 m	118 m
Logiciel commercial B	256 m	97 m
Logiciel commercial C	283 m	110 m
Logiciel commercial D	271 m	150 m
Logiciel commercial E	269 m	135 m
Logiciel commercial F	240 m	132 m
Logiciel détaillé de simulation	300 m	126 m
Dimension moyenne prédite (A)	266 m	124 m
Modèle RETScreen pour projets de PCG Méthode selon les caractéristiques architecturales (B)	257 m	135 m
Différences (A vs B)	-3 %	9 %
Modèle RETScreen pour projets de PCG Méthode selon le profil énergétique (C)	236 m	127 m
Différences (A vs C)	-11 %	2 %
Données mesurées (D)	344 m	160 m
Méthode RETScreen selon les caractéristiques architecturales (B) Différences (B vs D)	-25 %	-16 %
Méthode RETScreen selon le profil énergétique (C) Différence (C vs D)	-31 %	-21 %
Moyenne des dimensions prévues par logiciel (A) Différence (A vs D)	-23 %	-23 %

Tableau 10 : Longueurs prédites et réelles d'un ÉCS pour deux cas de bâtiments résidentiels.

Même si les longueurs réellement installées sont un peu supérieures aux résultats du modèle RETScreen pour projets PCG (**Tableau 10**), la divergence des résultats de RETScreen vis-à-vis des longueurs réellement installées est du même ordre que celle découlant d'une comparaison avec les longueurs prédites par les sept autres logiciels. Cette conclusion demeure valide même en comparant avec les résultats du logiciel détaillé de simulation (différence moyenne de 23 %). Ceci suggère qu'une comparaison du dimensionnement de



l'ÉCS par les logiciels commerciaux, incluant RETScreen, aux données du système du cas réel n'est pas nécessairement la meilleure méthode de validation puisqu'il n'y a aucune manière de garantir que le système du cas réel est de la bonne dimension. Cette conclusion s'applique autant aux données de dimensionnement qu'aux données énergétiques annuelles puisque ces dernières dépendent de la dimension de l'ÉCS. Une comparaison plus fine ne pourrait donc être réalisée qu'avec des données détaillées, incluant la température de l'eau entrante lorsque mesurées sur une année.

■ Cas de bâtiments commerciaux :

Un deuxième article publié par Shonder *et al.* (2000) utilise la même approche que dans la section précédente, mais avec un bâtiment commercial. Un seul bâtiment a été analysé en utilisant quatre logiciels de dimensionnement et un logiciel détaillé de simulation. Les données pour le cas d'un bâtiment commercial, une école élémentaire à Lincoln (NE), États-Unis, sont présentées au **Tableau 11**.

Données	Unité	Bâtiment commercial Cas n° 1
Localisation	-	Lincoln, NE
Surface de plancher	m ²	6 410
Nombre d'étage	-	1
Surface des fenêtres	-	Moyenne
Niveau d'isolation	-	Faible
Occupation	-	De jour
Gains internes	-	Faibles
Charge de chauffage	kW	523
Demande de pointe en chauffage	kWh	441 000
Charge de climatisation	kW	442
Demande de pointe en climatisation	kWh	267 000
COP_{ch}	-	3,2
COP_{cl}	-	4,5
K_s	BTU/(h pi °F)	1,3
ρC_p	BTU/(pi ³ °F)	43

Tableau 11 : Données pour le cas d'un bâtiment commercial [Shonder, 2000].

Les résultats présentés dans l'article pour les longueurs d'ÉCS sont donnés en pieds de puits par tonne de capacité de pompe à chaleur. Le **Tableau 12** présente les résultats obtenus avec le modèle RETScreen pour projets PCG et ceux des cinq logiciels de dimensionnement de l'ÉCS étudiés dans cette référence. La taille réelle de l'ÉCS installé (p. ex. : les données mesurées) est aussi présentée dans le **Tableau 12**. Les résultats sont fournis pour une conception d'un an, sans considérer l'impact des débalancements thermiques à long terme sur la longueur optimale de tuyau.



Conception pour 1 an	
Logiciel de dimensionnement d'un ÉCS	Lincoln EWT = 40
Logiciel commercial A	119 m
Logiciel commercial B	121 m
Logiciel commercial C	152 m
Logiciel commercial D	170 m
Logiciel commercial E	n/d
Logiciel commercial F	n/d
Logiciel détaillé de simulation	143 m
Dimension moyenne prédite (A)	141 m
Modèle RETScreen pour projets de PCG	
Méthode selon les caractéristiques architecturales (B)	121 m
Différences (A vs B)	-14 %
Modèle RETScreen pour projets de PCG	
Méthode selon le profil énergétique (C)	132 m
Différences (A vs C)	-6 %
Données mesurées (D)	
	141 m
Méthode RETScreen selon les caractéristiques architecturales (B) Différence (B vs D)	-14 %
Méthode RETScreen selon le profil énergétique (C) Différence (C vs D)	-6 %
Moyenne des dimensions prévues par logiciel (A) Différence (A vs D)	0 %

Tableau 12 : Longueurs prédites et réelles d'un ÉCS pour le cas d'un bâtiment commercial (capacité nominale installée en m puits/tonne).

Comme pour la validation à partir des données relatives aux bâtiments résidentiels, les résultats du modèle RETScreen pour projets PCG dans le cas des bâtiments commerciaux sont en accord avec la moyenne prédite par les cinq logiciels de dimensionnement d'un ÉCS. Les différences moyennes trouvées sont de l'ordre de 10 % pour RETScreen et de 11 % pour les logiciels commerciaux de dimensionnement. Il est aussi intéressant de noter que la longueur réellement installée est en accord avec les longueurs prévues. Ceci semble indiquer que des systèmes de plus grande taille qui font face à des contraintes de conception plus sévères, sont probablement mieux optimisés en regard des contraintes de coûts.



2.11 Conclusion

Dans cette section, les algorithmes utilisés dans le modèle RETScreen pour projets de pompe à chaleur géothermique (PCG) ont été présentés en détails. En premier lieu, le modèle requiert les données météorologiques, les données à propos du bâtiment et les données relatives à la PCG. En second lieu, la méthode modifiée par intervalle permet d'évaluer les charges du bâtiment. Ici, les données météorologiques sont utilisées pour générer les intervalles et pour calculer la température du sol. D'autre part, les données relatives au bâtiment sont utilisées pour calculer les charges en chauffage et en climatisation en fonction des équations de température et des températures d'équilibre du bâtiment. En combinant les données météorologiques et les données du bâtiment, le calcul des charges du bâtiment pour chaque intervalle de température peut être réalisé. Avec les données de la PCG, il devient finalement possible d'évaluer l'efficacité de la pompe à chaleur et sa capacité pour chaque intervalle de température et enfin de calculer les performances annuelles du système PCG analysé. Une validation des algorithmes a démontré que le modèle RETScreen pour projets de pompe à chaleur géothermique est adéquat pour réaliser l'analyse préliminaire de faisabilité d'un projet de pompes à chaleur géothermique.





RÉFÉRENCES

- ARI, *Standard for Ground-Source Closed-Loop Heat Pump Equipment*, ARI 330-93, Air-Conditioning & Refrigeration Institute, Arlington, VA 22203, États-Unis, 1993.
- ASHRAE, *Commercial/Institutional Ground-Source Heat Pump Engineering Manual*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA, États-Unis, 1995.
- ASHRAE, *Handbook, Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA, États-Unis, 1981.
- ASHRAE, *Handbook, Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA, États-Unis, 1985.
- ASHRAE, *Handbook, Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA, États-Unis, 1997.
- ASHRAE, *Handbook, HVAC Systems and Equipment*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA, États-Unis, 1992.
- Henderson H.I., *Implications of Measured Commercial Building Loads on Geothermal System Sizing*, ASHRAE Transactions 105, SE-99-20-02, 1999.
- HOT-2000, *HOT-2000, Manuel Technique Version 6*, Groupe du bâtiment, Centre de la technologie de l'énergie de CANMET, 1991.
- Hydro-Québec, *Projet ÉVAL-ISO : Rapport final sur le potentiel d'amélioration de l'enveloppe thermique des habitations du Québec*, Vice-présidence, Efficacité énergétique, Service Conception de programmes - Marché résidentiel, juillet 1994.
- IGSHPA, *Closed-Loop/Ground-Source Heat Pump Systems – Installation Guide*, International Ground-Source Heat Pump Association, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, États-Unis 1988.
- International Summer School on Direct Application of Geothermal Energy, *Design of Closed-Loop Geothermal Heat Exchangers in the U.S.*, International Course on Geothermal Heat Pumps, Chapitre 2.4, édité par Lund, J.W., Geo-Heat Center (GHC), pp. 134-146.
- Kavanaugh, P.K. et Rafferty, K., *Ground-Source Heat Pumps – Design of Geothermal Systems For Commercial and Institutional Buildings*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA, États-Unis, 1997.
- Khan, M.H., et Spittler, J.D., *Performance analysis of a residential ground source heat pump system with antifreeze solution*, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, États-Unis, 10 pp.
- Lund, J.W. *et al.*, *Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps – A World Overview*, édité et version mise à jour d'un article paru dans Renewable Energy World (juillet-août, 2003, Vol. 6, N° 4), Geo-Heat Center (GHC) Quarterly Bulletin, Vol. 25, N° 3, ISSN 0276-1084, septembre 2004, 10 pp.



McRae, S.G., *Practical Pedology: Studying Soils in the Field*, Halstead Press, New York, NY, États-Unis 1988.

Means, R.S., *Mechanical Cost Data, 21st Annual Edition*, R.S. Means Company Inc., Kingston, MA, États-Unis, 1998.

NASA Langley Research Center, *Earth's Energy Budget*, Students' Cloud Observations On-Line Project, asd-www.larc.nasa.gov/SCOOL/budget.gif, 2005.

NRCan, *Les systèmes géothermiques commerciaux : Guide de l'acheteur*, Division de l'énergie renouvelable et électrique de Ressources naturelles Canada, ISBN 0-662-87736-5, N° de catalogue : M92-251/2002F, Ottawa, ON, Canada, 100 pages, 2002.

NRCan, *Les systèmes géothermiques résidentiels : Guide de l'acheteur*, Division de l'énergie renouvelable et électrique de Ressources naturelles Canada, ISBN 0-662-86175-42, N° de catalogue : M92-236/2001F, Ottawa, ON, Canada, 41 pages, 2002.

Peat Marwick Stevenson & Kellogg (PMSK) en association avec Marbek Resource Consultants, Torrie Smith and Associates, *The Economically Attractive Potential for Energy Efficiency Gains in Canada*, WATSRF, Mai 1991.

Shonder, A.S., Hughes, P.J., Baxter, V.D. et Thornton, J.W., *A Comparison of Vertical Ground Heat Exchanger Design Methods for Residential Applications*, ASHRAE Transactions 105, SE-99-20-01, 1999.

Shonder, A.S., Hughes, P.J., Baxter, V.D. et Thornton, J.W., *A Comparison of Vertical Ground Heat Exchanger Design Software for Commercial Applications*, ASHRAE Transactions 106, DA-00-13-01, 2000.

U.S. Department of Energy (DOE), *Geothermal Heat pumps for Medium and Large Buildings*, Office of Geothermal Technologies, 1000 Independence Avenue, SW Washington, DC 20585-0121, États-Unis, DOE/GO-10098-648, septembre 1998, réimpression avril 1999, 4 pp.



