

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉTUDE SUR LES SYSTÈMES
DE POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUES

NICOLAS LEMIRE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)
DÉCEMBRE 1999

©Nicolas Lemire, 1999.



National Library
of Canada

Acquisitions and
Bibliographic Services

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque nationale
du Canada

Acquisitions et
services bibliographiques

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file *Votre référence*

Our file *Notre référence*

The author has granted a non-exclusive licence allowing the National Library of Canada to reproduce, loan, distribute or sell copies of this thesis in microform, paper or electronic formats.

The author retains ownership of the copyright in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque nationale du Canada de reproduire, prêter, distribuer ou vendre des copies de cette thèse sous la forme de microfiche/film, de reproduction sur papier ou sur format électronique.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur qui protège cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

0-612-48863-2

Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé :

ÉTUDE SUR LES SYSTÈMES
DE POMPES À CHALEUR GÉOTHERMIQUES

présenté par : LEMIRE Nicolas

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. TEYSSÉDOU Alberto, Ph.D., président

M. BERNIER Michel, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. MINEA Vasile, Ph.D., membre

DÉDICACE

À C.A.A.F.Y.,

ainsi qu'à ceux qui ont toujours cru en moi...

REMERCIEMENTS

Suite à la lecture de cet ouvrage, vous constaterez qu'un travail de cette portée et de cette envergure ne peut être accompli sur le coin d'une table, sans soutien, conseils ni encouragements. Je m'en voudrais de passer sous silence cette contribution de certains, sans qui je n'aurais jamais pu récolter le fruit de tous ces efforts.

Merci au Conseil de recherche en sciences naturelles et en génie (CRSNG) ainsi qu'à Hydro-Québec (Laboratoire L.T.E.E.) pour leur contribution financière par le biais d'une bourse de recherche à incidence industrielle. Je tiens aussi à remercier les membres de la section aérothermique de génie mécanique de l'École Polytechnique pour leur aide respective. J'aimerais aussi adresser des remerciements particuliers au professeur Michel Bernier pour sa patience, ses encouragements et son travail. Merci d'avoir su projeter cette lumière sur mon périlleux trajet, elle m'a guidé et m'a soutenu tout au long de ces deux dernières années.

Merci également à mes deux complices de travail, Frédéric Genest et Stéphane Hallé, qui ont établi et maintenu cette belle ambiance de travail remplie d'entraide et de conseils.

Enfin, un merci tout spécial s'adresse à mes parents, mon frère, mes proches et ma copine, qui ont su accepter mes sautes d'humeur, mes découragements et qui m'ont assisté tout au long de cette merveilleuse aventure.

RÉSUMÉ

Les réseaux de pompes à chaleur géothermiques offrent une avenue intéressante pour réduire la consommation énergétique des bâtiments. Dans ces systèmes, un fluide caloporteur est pompé vers l'échangeur situé dans le sol pour puiser ou rejeter l'énergie requise aux pompes à chaleur. La puissance de pompage dans un tel système peut représenter une portion significative de l'ensemble de la consommation énergétique du bâtiment.

Afin d'optimiser le débit de pompage, un réseau de pompes à chaleur géothermiques reliées à un échangeur à puits verticaux est simulé à l'aide du logiciel TRNSYS/IISiBat. Pour atteindre cet objectif, plusieurs modifications sont apportées aux différents modèles utilisés. Notamment, un nouveau module pour un groupe pompe-moteur-EFV (entraînement à fréquence variable) est créé. Ce modèle universel permet de déterminer la puissance requise en fonction du débit et d'un paramètre adimensionnel représentant le rapport entre le point de consigne de la sonde de pression différentielle et la perte de charge totale dans le réseau.

Une validation partielle des simulations est effectuée à l'aide de données expérimentales d'un système existant.

Huit cas sont simulés pour un bâtiment typique situé à Montréal. Les résultats des simulations indiquent qu'il est préférable d'utiliser un débit nominal de 0,05 L/s basé sur les charges maximales du bâtiment tout en couplant la pompe de circulation à un EFV. Ces conditions permettent d'obtenir un coefficient de performance global du système ($COP_{\text{système}}$) de 3,3 sur une base annuelle. En général, ce couplage de la pompe de circulation à un EFV est très bénéfique puisque les trois cas les moins énergivores l'utilisent. De plus, la consommation énergétique augmente de façon significative lorsque la pompe ne possède pas d'EFV et que le débit nominal est de 0,05 L/s basé sur la capacité frigorifique des équipements installés. Dans ce cas, la consommation énergétique est supérieure de 14,9 % par rapport au meilleur cas cité ci-dessus.

ABSTRACT

Ground coupled heat pump systems represent an attractive alternative to conventional HVAC systems to improve energy efficiency of buildings. In these systems, a fluid is pumped through a ground heat exchanger allowing rejection or removal of heat from an internal water loop connected to each heat pump. The pumping power requirements of these systems may represent a relatively important portion of the total system energy consumption.

In an attempt to optimise the water flow rate in the loop and reduce pumping power, this thesis simulates, using TRNSYS/IISiBat, the behaviour of a ground coupled heat pump system. To achieve this goal, some modifications are made to existing TRNSYS modules. Furthermore, a totally new module is created to model a pump-motor-VFD (variable frequency drive) group. This module is universal and allows the determination of the required electrical power at the inlet of the group as a function of non-dimensional flow rate and of a non-dimensional parameter representing the ratio of the differential pressure switch setting over the total head requirements at the nominal operating conditions.

A successful qualitative validation of the TRNSYS simulations is done using experimental data from a real system.

A total of 8 cases are simulated for a typical building located in Montréal. The results of the simulation show that a pump using a VFD with a nominal flow rate of 0,05 L/s based on the peak loads of the building is the most energy efficient scenario with a global coefficient of performance (COP_{system}) of 3,3 on an annual basis. Aside from this case, the next two most energy efficient cases also use a VFD. Finally, it is shown that total energy consumption increases significantly when the circulating pump is not coupled to a VFD and when the nominal flow rate is 0,05 L/s based on the equipment capacities. In that case, the total energy consumption is 14,9 % higher than the most energy efficient case mentioned above.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE	iv
REMERCIEMENTS.....	v
RÉSUMÉ	vi
ABSTRACT.....	viii
TABLE DES MATIÈRES	x
LISTE DES TABLEAUX.....	xv
LISTE DES FIGURES	xvii
LISTE DES ANNEXES	xxi
INTRODUCTION	1
0.1 Généralités	1
0.2 Objectifs de la présente étude	6
0.3 Organisation de ce Mémoire.....	8
0.4 Survol du programme TRNSYS	8
CHAPITRE I – REVUE DE LA LITTÉRATURE	10
1.1 Généralités	10
1.1.1 Conception de systèmes géothermiques	11

1.1.2 Optimisation des boucles thermiques	20
CHAPITRE II – MODÉLISATION DES POMPES À CHALEUR.....	24
2.1 Généralités	24
2.2 Performance et puissance d'une pompe à chaleur	27
2.3 Description du modèle TRNSYS.....	30
2.3.1 Modèle de base	30
2.3.2 Modifications apportées au modèle de base	33
2.3.3 Erreur de modélisation.....	37
2.4 Influence du débit sur les performances	39
CHAPITRE III – MODÉLISATION DE L'ÉCHANGEUR GÉOTHERMIQUE	41
3.1 Généralités	41
3.2 Revue de la littérature	43
3.3 Modélisation de l'échangeur.....	48
3.3.1 Implantation dans TRNSYS	52
3.4 Influence du débit	53
CHAPITRE IV – MODÉLISATION DU GROUPE POMPE-MOTEUR-EFV	56
4.1 Généralités	56
4.2 Fonctionnement d'un système à débit variable.....	56
4.3 Puissance de Pompage	60
4.4 Courbes adimensionnelles de Puissance	64
4.5 Application.....	72

4.6	Modélisation dans TRNSYS.....	74
4.6.1	Type 199 : Groupe EFV-Pompe adimensionnel.....	75
CHAPITRE V – MODÉLISATION DU SYSTÈME COMPLET SOUS TRNSYS		77
5.1	Généralités	77
5.2	Système géothermique dans TRNSYS	81
5.3	Autres modules pertinents.....	83
5.3.1	Traitement météo	84
5.3.2	Analyseur de rayonnement solaire.....	84
5.3.3	Bâtiment.....	85
5.3.4	Contrôleur (thermostat) de pompe à chaleur	86
5.3.5	Mélangeur de réseau	91
CHAPITRE VI – VÉRIFICATION EXPÉRIMENTALE QUALITATIVE DE LA MODÉLISATION SOUS TRNSYS		94
6.1	Généralités	94
6.2	Bâtiment étudié.....	94
6.2.1	Description du bâtiment.....	95
6.2.2	Systèmes mécaniques.....	96
6.3	Modélisation sous TRNSYS.....	98
6.3.1	Données expérimentales	99
6.3.2	Modélisation	100
6.4	Simulations et Résultats.....	103

6.4.1	Essai Été/Automne 1997.....	103
6.4.2	Essai Hiver/Printemps 1998.....	105
6.4.3	Discussion.....	106
CHAPITRE VII – OPTIMISATION DU DÉBIT DE POMPAGE.....		111
7.1	Généralités.....	111
7.2	Modes d’opération du réseau.....	111
7.3	Méthodologie et modélisation.....	113
7.3.1	Bâtiment.....	113
7.3.2	Systèmes Mécaniques.....	116
7.3.3	Échangeur dans le sol.....	117
7.3.4	Perte de charge et pompage.....	117
7.3.5	Cas étudiés.....	118
7.3.6	Implantation dans TRNSYS/IISiBat.....	119
7.4	Résultats.....	120
CONCLUSION.....		126
8.1	Généralités.....	126
8.2	Revue des objectifs.....	126
8.3	Méthodologie.....	127
8.4	Contributions de la présente étude.....	128
8.4.1	Modifications aux modules de TRNSYS.....	128
8.4.2	Méthode de la source de chaleur cylindrique.....	130

8.4.3 Recherche du débit optimal	131
8.5 Recommandations.....	132
RÉFÉRENCES	135
ANNEXES	146

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 – Barème d’évaluation du système de pompage	17
Tableau 2.1 – Normes d’évaluation des pompes à chaleur eau-air.....	29
Tableau 2.2 – Paramètres et entrées du module de pompe à chaleur	31
Tableau 2.3 – Sorties du module de pompe à chaleur	32
Tableau 2.4 – Variables d’entrées et de sorties ajoutées au module de pompe à chaleur ..	36
Tableau 2.4a – Valeur absolue de l’erreur maximale en mode climatisation.....	38
Tableau 2.4b – Valeur absolue de l’erreur maximale en mode chauffage.....	38
Tableau 3.1 – Entrées et sorties du TYPE 132: Échangeur à puits verticaux.....	52
Tableau 4.1 – Paramètres, entrées et sorties du TYPE 199: Groupe EFV-Pompe adimensionnel.....	75
Tableau 5.1 – Illustration du fonctionnement du thermostat.....	90
Tableau 6.1 – Identification et description des pompes à chaleur	96
Tableau 6.2 – Propriétés du sol au site	103
Tableau 7.1 – Description des modes d’opération.....	113
Tableau 7.2 – Charges maximales du bâtiment étudié	116
Tableau 7.3 – Résultats des simulations	121
Tableau A.1 – Paramètres et entrées du module de pompe à chaleur.....	147
Tableau A.2 – Sorties du module de pompe à chaleur	149
Tableau A.3 – Structure du fichier d’entrée du modèle de pompe à chaleur	

de TRNSYS	150
Tableau A.4 – Comparaison entre les données du fabricant et les résultats issus du modèle pour le mode climatisation.	158
Tableau A.5 – Comparaison entre les données du fabricant et les résultats issus du modèle pour le mode chauffage.	159
Tableau A.6 – Coefficients de correction liés à la température de l'air en mode climatisation	160
Tableau A.7 – Coefficients de correction liés à la température de l'air en mode chauffage	160
Tableau A.8 – Coefficients de correction liés au débit de l'air en mode climatisation.....	161
Tableau A.9 – Coefficients de correction liés au débit de l'air en mode chauffage	161
Tableau B.1 – Résistance thermique effective des puits (R_b).....	175
Tableau B.2 – Facteurs de correction lorsque le matériau de remplissage est différent du sol.	176
Tableau B.3 – Sélection de T_{wi}	178
Tableau B.4 – Hausse ou baisse de température au travers de la pompe à chaleur.	178

LISTE DES FIGURES

Figure 0.1 – Représentation de systèmes géothermiques utilisant l’eau comme médium d’échange.	3
Figure 0.2 – Représentation de systèmes géothermiques utilisant le sol comme médium d’échange.	4
Figure 0.3 – Représentation schématique du système étudié dans la présente étude	5
Figure 0.4 – Représentation schématique du fonctionnement d’un module dans TRNSYS.....	9
Figure 2.1 – Pompe à chaleur eau-air.	24
Figure 2.2 – Représentation schématique d’une pompe à chaleur eau-air.	25
Figure 2.3 – Diagrammes T-s et P-h représentant le cycle thermodynamique idéal d’une pompe à chaleur.	26
Figure 2.4 – Comportement typique en mode chauffage du modèle de base et du modèle de base modifié.....	35
Figure 2.5a – Erreur sur le modèle (Climatisation).	37
Figure 2.5b – Erreur sur le modèle (Chauffage).	37
Figure 2.6 – Influence du débit et de la température du fluide caloporteur sur les performances de la pompe à chaleur.	40
Figure 3.1 – Représentation schématique d’un échangeur à puits verticaux.	41
Figure 3.2 – Représentation des différents domaines.	49
Figure 3.3 – Influence du débit sur la quantité de chaleur échangée.	54

Figure 4.1 – Représentation schématique d'un réseau de pompes à chaleur géothermiques.....	57
Figure 4.2 – Courbe du système étudié.....	58
Figure 4.3 – Représentation des différents palliers de puissance d'un groupe EFV-Pompe.....	60
Figure 4.4 – Courbes des caractéristiques (bas) et des efficacités (haut) des pompes.....	62
Figure 4.5 – Efficacités des moteurs et EFV à haut rendement en fonction du rapport de charge en % (moteur) ou du rapport de vitesse en % (EFV).....	63
Figure 4.6 – Courbes de la pompe et du système utilisé pour l'exemple.	64
Figure 4.7 – Variation de $P_c/P_{\text{arbre,nominale}}$ et de l'efficacité totale du groupe pour une pompe d'efficacité moyenne et $X=0,3$	68
Figure 4.8 – Courbes de $P_c/P_{\text{arbre,nominale}}$ pour différentes valeurs de X	70
Figure 4.9 – Variation de l'efficacité de la pompe pour $X=0,1$ et $X=0,9$ quand le débit est réduit de moitié.....	71
Figure 4.10 – Effet du type de courbe caractéristique de la pompe.....	72
Figure 4.11 – Variation de P_c en fonction du nombre de pompe à chaleur en opération. .	73
Figure 5.1 – Exemple simplifié de la représentation d'un système dans IISiBat	78
Figure 5.2 – Exemple de fenêtre de spécification dans IISiBat.	80
Figure 5.3 – Système géothermique complet montré dans une fenêtre d'assemblage IISiBat	81
Figure 5.4 – Algorithme de fonctionnement du thermostat.....	88
Figure 5.5 – Paramètres, entrées et sorties du thermostat.....	89

Figure 5.6 – Illustration du fonctionnement du thermostat.....	90
Figure 6.1 – Représentation schématique du bâtiment étudié	95
Figure 6.2 – Schéma du système géothermique.....	97
Figure 6.3 – Assemblage dans IISiBat du système simulé	101
Figure 6.4 – Évolution de la température à l’entrée des pompes à chaleur pour l’essai été/automne	107
Figure 6.5 – Évolution de la température à la sortie des pompes à chaleur pour l’essai été/automne	108
Figure 6.6 – Évolution de la température à l’entrée des pompes à chaleur pour l’essai hiver/printemps.....	109
Figure 6.7 – Évolution de la température à la sortie des pompes à chaleur pour l’essai hiver/printemps.....	110
Figure 7.1 – Bâtiment étudié.....	114
Figure 7.2 – Profil d’utilisation (éclairage).....	115
Figure 7.3 – Profil d’utilisation (équipements et occupants).....	115
Figure 7.4 – Représentation du système simulé dans IISiBat.....	119
Figure 7.5 – Évolution des températures à l’entrée et à la sortie du sol pour une journée d’été.....	123
Figure 7.6 – Évolution des températures à l’entrée et à la sortie du sol pour une journée d’hiver.	124
Figure A.1 – Exemple de feuille de performances d’une pompe à chaleur spécifique. ..	162
Figure B.1 – Nomenclature utilisée dans la méthode de Ingersoll	164

Figure B.2 – Graphique donnant G en fonction de Fo pour p=1.....	167
Figure B.3 – Schéma explicatif du principe de superposition pour une variation temporelle de q.....	168
Figure B.4 – Charges fictives pour deux zones.....	172
Figure B.5 – Géométrie typique d'un puits.....	174
Figure B.6 – Valeurs du facteur F_{sc}	177
Figure B.7 – Diamètre équivalent.....	181

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE A – MODULE DE POMPE À CHALEUR	146
A.1 Généralités	146
A.2 Paramètres, entrées et sorties	146
A.3 Organisation de la série de données	150
A.3.1 Performances de la pompe à chaleur en mode climatisation	152
A.3.2 Performances de la pompe à chaleur en mode chauffage	153
A.3.3 Facteurs de correction de la température (FCT) en climatisation.....	153
A.3.4 Facteurs de correction de la température (FCT) en chauffage.....	154
A.3.5 Facteurs de correction du débit d'air (FCD) en climatisation.....	155
A.3.6 Facteurs de correction du débit d'air (FCD) en chauffage	155
A.3.7 Combinaison des performances nominales et des facteurs de correction...	155
A.4 Méthode d'obtention des coefficients	156
A.5 Évaluation de l'erreur du modèle.....	156
 ANNEXE B – TRANSFERT THERMIQUE TRANSITOIRE PAR CONDUCTION	
SELON LA MÉTHODE DE LA SOURCE DE CHALEUR	
CYLINDRIQUE	163
B.1 Généralités	163
B.2 Considérations théoriques.....	164
Exemple 1	167

B.3 Détermination de la longueur requise	170
B.3.1 Valeurs de q	171
B.3.2 Valeurs de R	173
B.3.3 Facteur de correction F_{sc}	177
B.3.4 Températures T_g, T_{wi}, T_{wo}, T_p	178
Exemple 3	179
B.4 Calcul horaire de l'échange thermique dans le sol	180
ANNEXE C – MÉTHODE DE CALCUL POUR DÉTERMINER P_e	185
C.1 Généralités	185
C.2 Conditions nominales d'opération	185
C.3 Conditions à débit réduit.....	186
C.4 Description mathématique de la figure 4.8	188

INTRODUCTION

0.1 Généralités

Environ 30% de toute l'énergie consommée au Canada sert au chauffage et à la climatisation des bâtiments. Ces besoins en chaleur et en froid sont assurés par des systèmes mécaniques de chauffage, de ventilation et de climatisation (CVC). Ces systèmes ont donc pour tâche de maintenir le confort thermique et la qualité de l'air pour les occupants. Ainsi, chaque zone desservie par ces systèmes doit recevoir un certain débit d'air à une certaine température et contenant une certaine proportion d'air neuf afin de palier aux différents gains ou pertes thermiques qui y sont enregistrés. C'est ce qu'on définit comme étant les charges du bâtiment.

Il existe plusieurs catégories de systèmes CVC. Parmi ceux-ci, les systèmes de pompes à chaleur offrent la possibilité de réduire la consommation énergétique totale d'un bâtiment car elles possèdent un rendement (énergie produite/énergie électrique fournie) variant entre 200% et 500%. Les pompes à chaleur air-air sont sans doute les plus connues. Cependant, en mode chauffage, la capacité et le rendement de ce type de pompe à chaleur diminuent de façon significative avec une baisse de la température de la source (air extérieur).

Il y a une trentaine d'années, des réseaux de pompes à chaleur décentralisées ont commencé à faire leur apparition. Ces systèmes sont constitués d'un réseau de distribution, que l'on appelle souvent une boucle thermique, qui alimente les pompes à chaleur et qui est relié à une chaudière et à une tour de refroidissement. La chaudière est utilisée en hiver pour fournir de l'énergie à la boucle thermique alors qu'en été la tour de refroidissement permet de dissiper à l'atmosphère l'énergie rejetée par les pompes à chaleur dans la boucle thermique.

Dans les systèmes géothermiques, la chaudière et la tour de refroidissement sont remplacées par le sol qui agit alors comme source/puits de chaleur. Le sol est un vaste réservoir énergétique où l'approvisionnement se fait à une température relativement constante durant toute l'année.

Ces systèmes géothermiques sont de plus en plus répandus aux États-Unis et gagnent en popularité au Canada (Kavanaugh et Rafferty, 1997). L'énergie peut être retirée du sol directement, en utilisant l'eau souterraine ou de surface, ou indirectement, en utilisant un échangeur dans le sol.

L'eau est fréquemment utilisée comme médium de transfert thermique lorsqu'elle est présente sur le site. Comme le montre la figure I.1, l'eau peut être utilisée par le biais d'un échangeur composé de tubes enroulés submergés ou tout simplement en la pompant afin de l'alimenter directement aux pompes à chaleur par le biais d'un réseau de

distribution. De tels systèmes sont avantageux car leurs coûts d'installation sont inférieurs aux systèmes utilisant un échangeur dans le sol (Kavanaugh et Rafferty, 1997). Cependant, des règlements environnementaux empêchent souvent l'utilisation de l'eau souterraine.

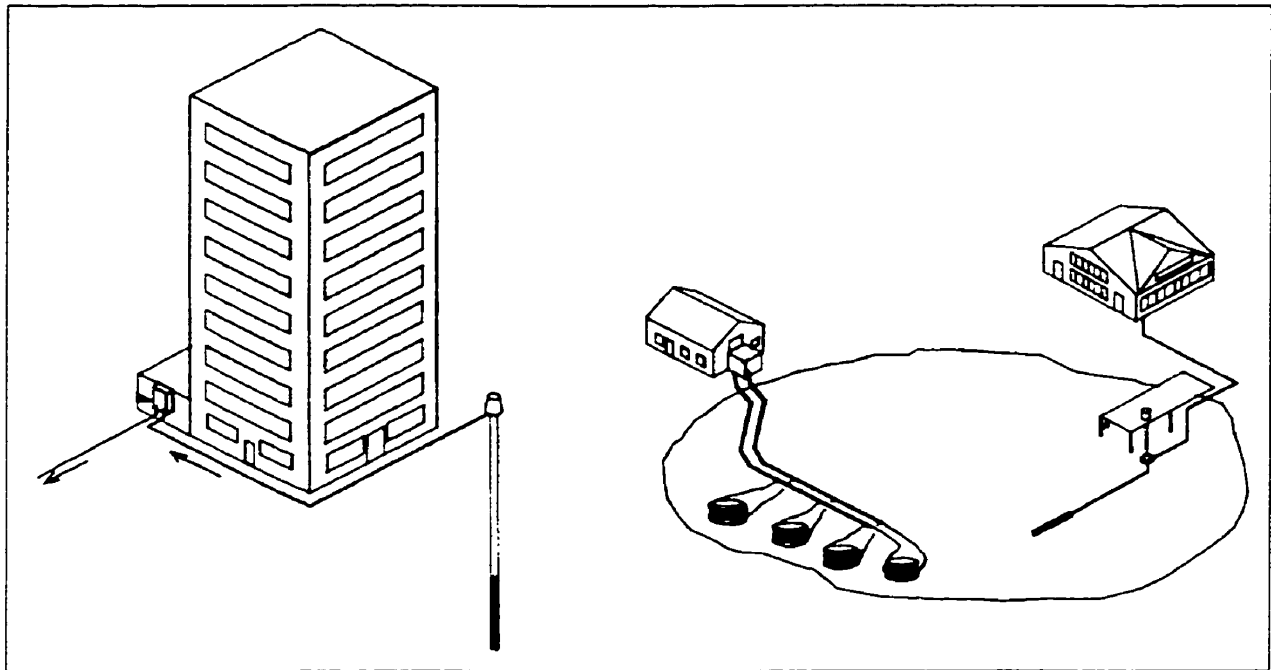


Figure 0.1 – Représentation de systèmes géothermiques utilisant l'eau comme médium d'échange.¹

Lorsque le sol est utilisé comme source thermique, les échangeurs peuvent être à puits verticaux, horizontaux ou spiraux comme le montre la figure I.2. Dans ce type de circuit, le fluide caloporteur circule dans le réseau de distribution interne avant d'être acheminé vers les tuyaux enfouis dans le sol. L'avantage des systèmes utilisant des échangeurs

¹ Image tirée de *Kavanaugh et Rafferty (1997)*

horizontaux ou spiraux est que leurs coûts d'installation sont inférieurs aux systèmes à puits verticaux. Cependant, ils requièrent une plus grande étendue de sol et les variations annuelles en température du sol sont plus grandes (l'échangeur est moins profond) ce qui affecte la performance moyenne des pompes à chaleur.

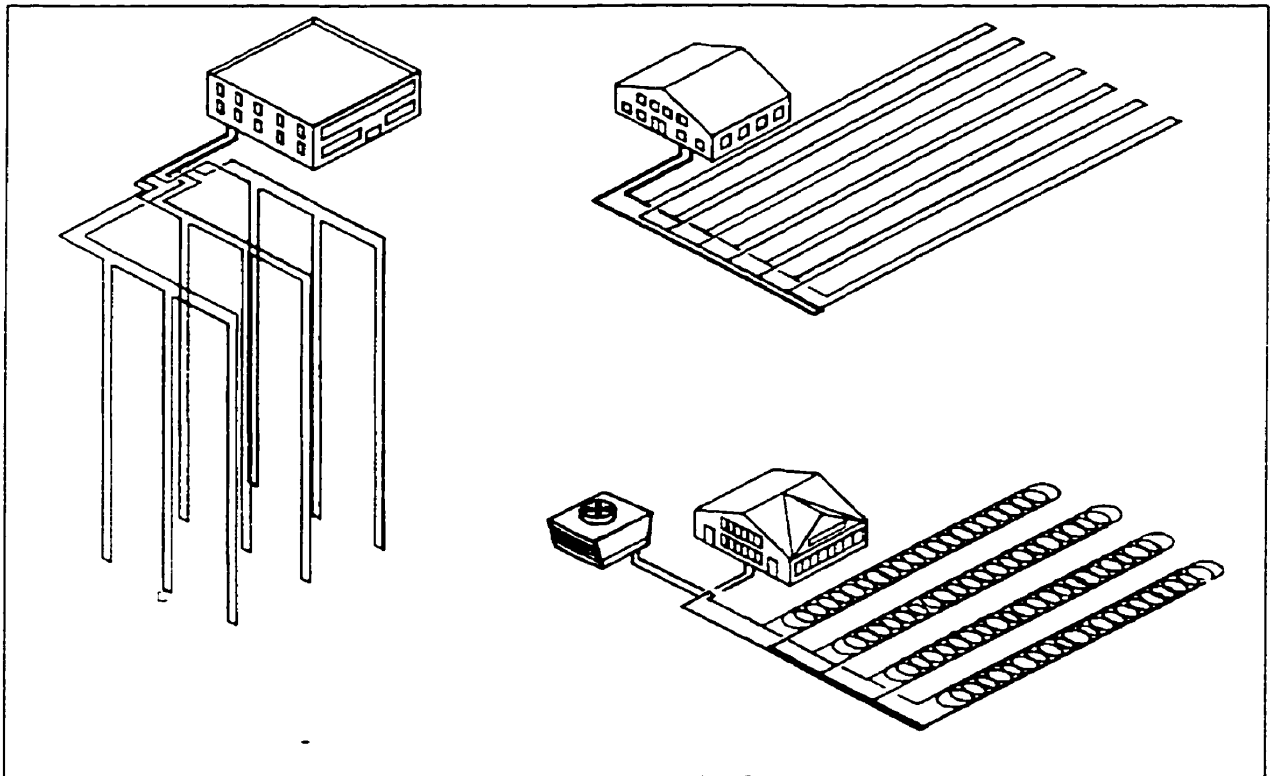


Figure 0.2 – Représentation de systèmes géothermiques utilisant le sol comme médium d'échange.²

En revanche, les systèmes à puits verticaux sont, en moyenne, plus performants parce que la température moyenne du sol est plus élevée et l'échangeur requis est généralement moins long. Le désavantage principal de cette option est que les coûts d'installation sont

² Image tirée de *Kavanaugh et Rafferty (1997)*

plus élevés que pour tout autre système. Selon Kavanaugh et Rafferty (1997), ceci est principalement dû au manque d'équipements appropriés et de personnel qualifiés pour l'installation de tels systèmes.

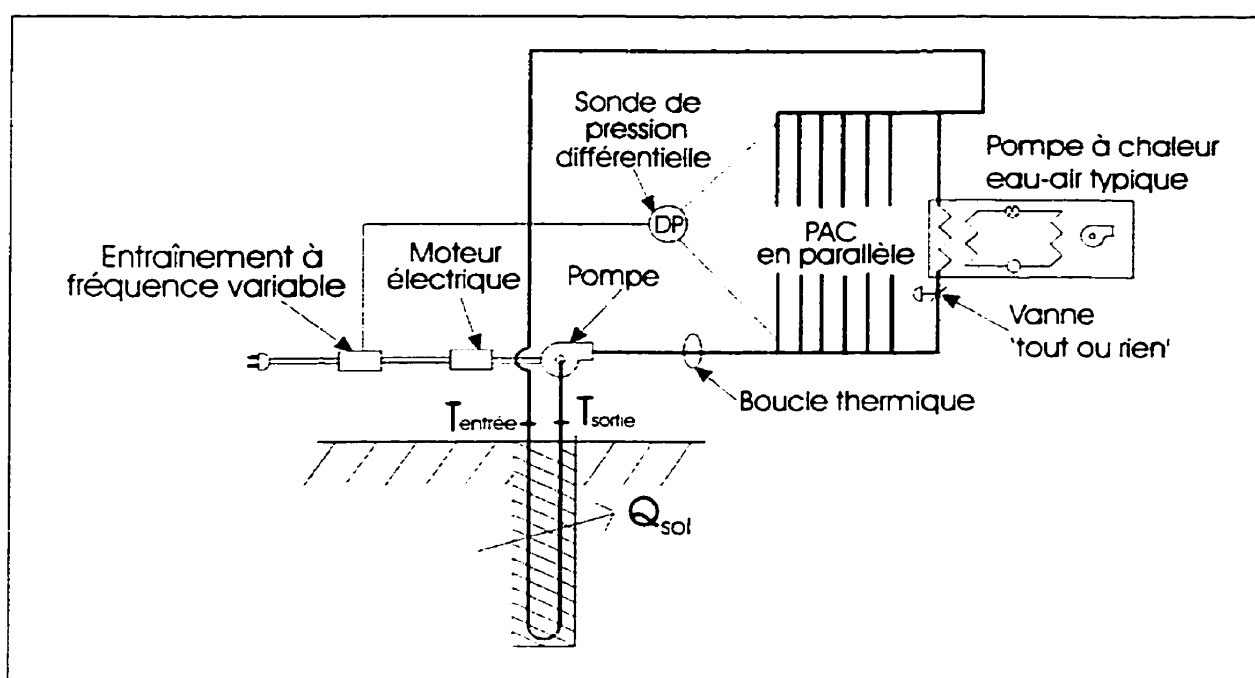


Figure 0.3 – Représentation schématique du système étudié dans la présente étude

Le système étudié dans la présente étude est montré schématiquement à la figure I.3. L'échangeur dans le sol est composé de puits verticaux couplés à un réseau de pompes à chaleur eau-air alimentées en parallèle par une boucle thermique fermée à retour renversé. L'énergie requise pour le chauffage (climatisation) est donc puisée (rejetée) dans le fluide caloporteur de la boucle thermique et transportée dans le sol par le biais de la pompe de circulation. Dans ce type d'installation, des puits pouvant atteindre une profondeur de 150 m sont creusés et des tubes en U y sont ensuite insérés. Par la suite, les trous sont remplis d'un matériel de remplissage s'apparentant au béton. Avec une telle

installation, le rendement moyen de la pompe à chaleur sur une base annuelle peut atteindre 350%.

0.2 Objectifs de la présente étude

L'utilisation de l'énergie géothermique par le biais d'un réseau de pompes à chaleur couplées à un échangeur est très attrayante pour tout concepteur de systèmes cherchant à réduire la consommation énergétique totale d'un bâtiment. Cependant, il n'est pas aisé de concevoir des systèmes géothermiques performants et l'installation de tels systèmes se heurte à l'incompréhension et à l'inexpérience des concepteurs. Un des objectifs généraux de la présente étude est donc de démystifier ce genre de systèmes et de produire une base de connaissances utilisable par l'industrie.

Le deuxième objectif est d'ordre plus technique. De récentes études (ASHRAE, 1998) tendent à démontrer que la consommation d'énergie de la pompe de circulation n'est pas négligeable par rapport à l'ensemble de la consommation des pompes à chaleur. En effet, la puissance de pompage installée pour des systèmes de pompes à chaleur géothermiques représente entre 0,85 et 4,4 % de la puissance frigorifique totale du réseau de pompes à chaleur. Si on suppose que la pompe de circulation fonctionne continuellement et que la consommation énergétique des pompes à chaleur est équivalente à 2000 heures d'opération à plein régime avec un COP de 3,5, alors la consommation d'énergie de la pompe de circulation représente entre 12 et 41 % de la consommation d'énergie

combinée des pompes à chaleur et de la pompe de circulation. Il existe donc un potentiel d'économie important en réduisant le débit pompé et/ou la perte de charge du circuit. Cependant, une baisse trop importante du débit diminuera la performance des pompes à chaleur et risque d'augmenter la résistance thermique entre le sol et le fluide dans l'échangeur entraînant ainsi une baisse de l'échange thermique s'y déroulant. Il est donc important d'optimiser la somme de la puissance de pompage et de la puissance des pompes à chaleur. Le deuxième objectif de cette étude est donc de fournir aux concepteurs de systèmes de pompes à chaleur géothermiques munis de puits verticaux des indications sur le débit de pompage optimal à préconiser dans la boucle thermique pour minimiser la consommation énergétique tout en maximisant les transferts thermiques.

Pour atteindre ce dernier objectif, un système de pompes à chaleur géothermiques est modélisé à l'aide du logiciel TRNSYS/IISiBat. Le système est constitué d'un bâtiment fictif multizone et son fonctionnement est simulé heure par heure pour une année complète. Une pompe assure la circulation du fluide caloporteur dans la boucle thermique et dans l'échangeur. Pour chaque heure de l'année, les charges de chauffage/climatisation du système sont calculées par le logiciel en tenant compte des gains et pertes thermiques du bâtiment (gains solaires, occupants, équipements, etc.). Simultanément, les performances de chacune des composantes (pompe de circulation, pompes à chaleur, échangeur) sont évaluées et leurs consommations énergétiques sont calculées.

0.3 Organisation de ce Mémoire

Le chapitre un concerne principalement la revue de la littérature. Les chapitres deux, trois et quatre décrivent, respectivement, les modèles des pompes à chaleur, de l'échangeur dans le sol et de la station de pompage. Le chapitre cinq décrit le logiciel de simulation utilisé ainsi que les différents modèles secondaires employés ou créés dans le cadre de cette étude. Le chapitre six présente une validation partielle des modèles utilisés en comparant les résultats obtenus par simulations à des données expérimentales d'un système existant. Enfin, le chapitre sept présente l'étude de l'optimisation du débit de pompage réalisé pour un bâtiment fictif tandis que le huitième chapitre résume les grandes lignes de cette étude.

0.4 Survol du programme TRNSYS

La présente section présente un bref résumé du logiciel (TRNSYS/IISiBat) utilisé dans la présente étude. Tel que mentionné précédemment, une description plus détaillée est donnée au chapitre cinq.

La programmation de TRNSYS est modulaire. Chaque module permet la modélisation d'un phénomène physique. Ce n'est qu'une fois assemblées que ces fonctions constituent un système thermique complet. Un module représente en fait une sous-routine du programme principal qui assemble tous les modules. Les modules requièrent l'apport

d'information de l'extérieur afin de modéliser correctement un phénomène. Ainsi, comme le montre la figure I.4, des paramètres, des entrées et des sorties sont associés à chaque module. Les paramètres affectent le module dans son ensemble et sont fixes tout au long de la simulation. Les valeurs des entrées et des sorties changent à chaque pas de temps car l'information circule de modules en modules. Le système thermique est donc définie par l'ensemble des modules.

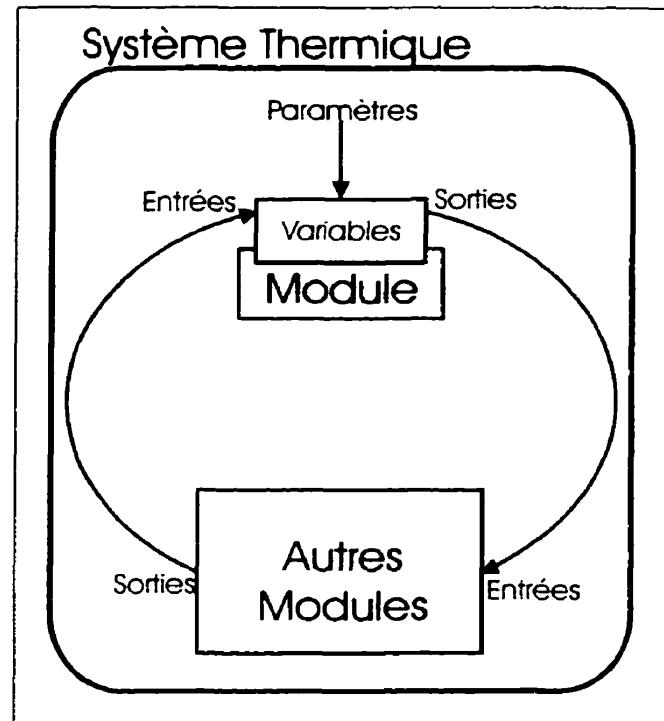


Figure 0.4 – Représentation schématique du fonctionnement d'un module dans TRNSYS.

CHAPITRE I

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Généralités

Les systèmes géothermiques utilisent le sol comme puits/source pour chauffer ou climatiser les bâtiments. Tel que mentionné précédemment (voir figure I.3), ce genre de système utilise un fluide caloporteur circulant dans une boucle thermique pour transporter la chaleur du bâtiment vers le sol en mode climatisation ou inversement en mode chauffage.

Les sections qui suivent retracent les travaux effectués dans le domaine des pompes à chaleur géothermiques. Cette revue de la littérature est séparée en trois sections. La première concerne la conception de systèmes géothermiques en général tandis que la deuxième cible l'optimisation des boucles thermiques utilisant des pompes à chaleur. Une troisième section se trouve au chapitre trois et concerne principalement la modélisation des phénomènes d'échange dans le sol.

1.1.1 Conception de systèmes géothermiques

Ball et al. (1983) ont passé en revue l'évolution historique de la conception de systèmes géothermiques. En fait, ils se sont particulièrement attardés aux progrès réalisés en Amérique du Nord et en Europe. Selon eux, l'idée d'utiliser le sol comme source thermique remonte à 1912 alors qu'un dénommé Zoelly l'utilise en Suisse. Ce n'est qu'après la deuxième guerre mondiale qu'un mouvement de recherche sérieux sur la géothermie s'est mis en branle. Une douzaine de projets sont entrepris vers 1946 dans lesquels sont examinés certains paramètres des échangeurs comme la dimension des tuyaux, l'espacement entre ceux-ci ainsi que leur profondeur. Au cours de cette même époque, Ingersoll et al. (1948, 1950, 1954) ont développé la théorie du transfert thermique d'un tuyau enseveli. Cette théorie est encore à la base de plusieurs programmes de modélisation d'échangeur enfouis. Une deuxième vague d'expérimentation a commencé vers 1974 suite à la crise du pétrole et se continue encore aujourd'hui. En fait, cette deuxième vague ressemble beaucoup à la première s'étant déroulé dans les années 50. La seule différence notable est l'utilisation du plastique pour la conception des échangeurs plutôt que la tuyauterie métallique.

Ball et al. (1983) décrivent les différentes installations utilisant le principe du puits vertical. Déjà certaines règles de conception découlent de ces expérimentations; il semble être préférable d'utiliser des tuyaux en polyéthylène car les échangeurs utilisant ce genre de tuyauterie sont plus performants. Les auteurs donnent plusieurs renseignements sur

certaines installations expérimentales dans le monde, certains types de sol ainsi que quelques règles de conception intuitives (règles du pouce).

Bose et Parker (1983) résument les projets de recherche étant en cours en fournissant quelques résultats expérimentaux. Ils analysent le comportement de deux systèmes utilisant des pompes à chaleur; l'un utilise une pompe à chaleur air-air tandis que l'autre utilise une pompe à chaleur eau-air couplée à un échangeur dans le sol. Ils remarquent que le système utilisant le sol comme source requiert moins d'énergie que celui utilisant l'air extérieur.

Parker et al. (1985b) décrivent les grandes lignes de l'ouvrage qu'ils ont publié (Parker et al., 1985a). Ce livre a été développé suite à un projet de recherche d'ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) et est spécifiquement orienté pour aider les concepteurs de ce genre de systèmes. Certaines règles de conception sont fournies ainsi que de l'information sur les caractéristiques des différents types de sol.

Partin (1985) détermine la conductivité thermique globale d'un réseau de six puits. Cette conductivité globale dépend de certains facteurs comme la masse volumique du sol, la conductivité thermique du sol, sa teneur en humidité ainsi que la dimension des tuyaux de l'échangeur, leur conductivité thermique et le nombre de tuyaux par puits. Partin veut

utiliser cette conductivité globale pour déterminer, par extrapolation, la conductivité globale d'un plus gros système.

Catan et Baxter (1985) ont étudié les performances d'un système de pompes à chaleur géothermiques appliqué dans un climat nordique. Ils optimisent la conception du système en portant une attention particulière aux pompes à chaleur et à l'échangeur dans le sol. Ils concluent que les performances d'un tel système peuvent être rehaussées plus facilement en améliorant la pompe à chaleur qu'en améliorant l'échangeur dans le sol.

En 1988, les associations NRECA (*National Rural Electric Cooperative Association*), OSU (*Oklahoma State University*) et IGSHPA (*International Ground Source Heat Pump Association*) produisent un manuel se voulant principalement un outil pour l'installation de systèmes géothermiques utilisant des puits dans le sol. Ce livre résume les méthodes courantes d'installation utilisées pour des systèmes en opération. Généralement, ces informations sont applicables pour des installations résidentielles et pour de petites installations commerciales.

Trelease (1989) mentionne que les pompes à chaleur utilisées dans les systèmes géothermiques doivent absolument fonctionner avec un différentiel de température étendu (*extended range*). En effet, la boucle thermique d'un système géothermique peut facilement atteindre des températures sous 0°C lors de journées très froides et des températures de plus de 38°C pour des journées très chaudes. Il est donc important que

les pompes à chaleurs puissent fonctionner correctement tout en maintenant de bonnes performances avec de telles températures d'entrées du fluide caloporteur.

Hugues (1990) décrit les quatre principaux types de systèmes géothermiques tout en donnant des informations quant à l'utilité des différents types pour différents cas spécifiques facilitant ainsi la sélection d'un systèmes pour une application particulière. Il pointe aussi certaines lacunes dans la littérature notamment au niveau de la précision de la détermination de la longueur d'échangeur à installer dans le sol. De plus, il mentionne que peu de travaux se sont penchés sur la façon d'acheminer l'air neuf à l'intérieur des bâtiments lorsqu'un réseau de pompes à chaleur est installé.

Rybach et al. (1990) explorent l'influence d'un échangeur à puits verticaux sur le sol environnant celui-ci. Ainsi, les auteurs constatent par le biais d'une installation expérimentale que la température du sol demeure à peu près constante d'une année à l'autre. En dimensionnant le système correctement, des coefficients de performance de plus de 3,0 peuvent être atteints.

Kavanaugh (1992) discute des systèmes géothermiques commerciaux. Il explique les différents types de systèmes tout en précisant les avantages et inconvénients de chacun. L'auteur présente également l'aspect économique en discutant des coûts d'installation et des performances de ces systèmes. De plus, il inclut une section décrivant sommairement les méthodes de design prônées dans le domaine à cette époque.

En 1992, l'EPRI (*Electric Power Research Institute*) publie un dépliant pour publiciser l'utilisation de l'énergie géothermique pour chauffer et climatiser les résidences. Ce dépliant décrit succinctement les avantages de cette technologie. Selon l'EPRI, le retour sur l'investissement pour un tel système est de moins de quatre ans. De plus, l'EPRI considère que ce retour sur l'investissement est encore moins long pour les installations situées dans des climats nordiques. En effet, puisque les pompes à chaleur opèrent en moyenne à des performances se situant autour de 300%, l'économie de fonctionnement devient intéressante quand le climat est plus rigoureux car on opère plus longtemps. De plus, dans les climats nordiques, le nombre d'heures d'opération en mode chauffage est très semblable au nombre d'heures en mode climatisation, ce qui réduit la longueur de l'échangeur et les coûts d'installation.

Kavanaugh (1995) explique que pour des installations industrielle et commerciale il est important de considérer les gains internes, la ventilation et l'occupation du bâtiment lors de la conception de l'échangeur dans le sol. Ainsi, l'auteur présente une méthode de conception développée spécifiquement pour ces installations commerciales.

En 1995, la compagnie canadienne CANETA Research produit un manuel d'ingénierie destiné à la conception des systèmes géothermiques. L'ouvrage est axé principalement vers les bâtiments multi-zones de grandes tailles utilisés dans les domaines institutionnel

et commercial. Les auteurs mentionnent que le recours à de tels systèmes augmente constamment.

Cane et al. (1996) décrivent 12 installations mécaniques réelles utilisant des systèmes de pompes à chaleur géothermiques. On y compare les systèmes de ventilation, de chauffage, de climatisation, les coûts d'achat et d'installation d'équipements, le retour sur l'investissement, la consommation énergétique, le niveau de puissance maximale appelée ainsi que le degré de satisfaction des propriétaires. Les auteurs visent ainsi à augmenter la confiance et le degré de compréhension des ingénieurs envers ce type de systèmes.

Quinn (1997) expose les avantages inhérents à l'utilisation de systèmes géothermiques dans le domaine des institutions d'enseignement. Selon l'auteur, les meilleurs systèmes géothermiques sont plus performants que les meilleurs systèmes utilisant le gaz. L'amélioration est en moyenne de 36 % en mode chauffage et de 43 % en mode climatisation.

Kavanaugh et Rafferty (1997) publient un livre qui se veut la référence pour la conception de systèmes de pompes à chaleur géothermiques de tout genre. Cet ouvrage traite de tous les aspects en partant du type de système géothermique à préconiser selon les caractéristiques du bâtiment jusqu'au bienfaits économiques de ces systèmes en passant par le type de pompe à chaleur requise, la conception des échangeurs ainsi que le design du réseau de distribution (boucle thermique). De plus, certaines techniques

d'installations et certains équipements spécialisés sont présentés dans ce volume. Ces mêmes auteurs présentent aussi un indicateur de qualité de conception d'une boucle thermique couplée à des pompes à chaleur géothermiques. Cet indicateur dépend directement de l'énergie de pompage du fluide circulant dans la boucle. Les auteurs proposent un barème de pointage pour juger des performances des systèmes. Ce barème est présenté au tableau 1.1. Le rapport entre la puissance fournie à la pompe de circulation (en W) et la charge maximale du bâtiment (en kW) sert de ligne directrice afin de noter la performance de ces systèmes. Le tableau inclus aussi ce barème en unités impériales (en Horsepower (HP) de puissance de pompage par 100 tonnes de charge maximale du bâtiment). Il est à noter qu'un HP est égal à 746 W tandis qu'une tonne est égale à 3,52 kW.

Tableau 1.1 – Barème d'évaluation du système de pompage

Note	Rapport entre la puissance de pompage et la charge maximale du bâtiment	
	W/kW	HP/100 ton
A- Excellent	14,2 ou moins	5 ou moins
B- Bon	14,2 à 21,3	5 à 7,5
C- Moyen	21,3 à 28,4	7,5 à 10
D- Pauvre	28,4 à 42,6	10 à 15
F- Insatisfaisant	42,6 et plus	15 et plus

Dinse (1998) décrit la transformation des systèmes mécaniques dans une école aux Etats-Unis vers la géothermie. L'ancien système mécanique consistait en un circuit d'eau

refroidie couplé à un refroidisseur pour la climatisation alors que le chauffage était composé de plinthes électriques. Le tout a été remplacé par un système de pompes à chaleur géothermique couplées à un échangeur à puits verticaux. De plus, les concepteurs ont prévu de faire varier le débit circulé dans la boucle thermique en installant des pompes de circulation à deux niveaux de vitesse de rotation. L'auteur précise que ce fonctionnement selon deux vitesses de rotation permet d'épargner une quantité d'énergie substantielle.

Cane et al. (1998a) présente la deuxième partie de l'étude citée précédemment (Cane et al., 1996). Ce projet a permis de constater les possibilités d'économie liées au pompage. En effet, la moyenne de la puissance de pompage pour les systèmes étudiés se situe autour de 42,6 W/kW (15 HP/100 tonnes) ce qui représente de très mauvaises performances selon le tableau 1.1 (note de F).

Cane et al. (1998b) comparent les coûts d'entretien des systèmes géothermiques par rapport aux systèmes standards. Les auteurs analysent les données provenant de 25 systèmes en opération. Selon eux, les coûts liés à l'entretien de systèmes géothermiques sont significativement moins élevés comparativement aux systèmes CVC standards. Cependant, l'échantillon de 25 systèmes est trop petit pour pouvoir tirer des conclusions définitives.

Best (1998) décrit le cheminement particulier qu'a suivi un projet de collaboration entre l'armée américaine et une firme spécialisée en services énergétiques. L'étude des systèmes géothermiques a été entreprise pour diminuer la demande énergétique d'un complexe militaire. Quelques 552000 mètres de trous ont été creusés pour ce système ce qui représente plus de 1000 km de tuyau. Selon l'auteur, les échangeurs enfouis dans le sol ont une durée de vie d'au moins 50 ans.

Kavanaugh (1998) développe des outils pour permettre aux concepteurs de systèmes géothermiques d'estimer les pertes de charges dans les tuyaux de polymère utilisés pour concevoir les échangeurs enfouis ou submergés. L'auteur présente des courbes de perte de charge pour la tuyauterie de polyéthylène haute densité (qu'on dénote à l'aide de l'expression HDPE) qui est normalement utilisée dans les applications géothermiques. Ces courbes sont présentées sous le même format que les courbes déjà présentes dans la littérature pour les tuyauteries standards (ASHRAE, 1997).

CANETA Research et al. (1998) publient un document contenant la description de 9 systèmes de type industriel et commercial. Ces études de cas contiennent des informations concernant les raisons ayant menées à la sélection du système, une description du système comme tel, des informations sur les performances énergétiques, sur les difficultés rencontrées et sur la satisfaction des propriétaires. Le but de cet ouvrage est de donner un point de départ aux concepteurs voulant exploiter les bénéfices des systèmes géothermiques.

Enfin, Tweedie (1999) présente le cheminement suivi par un projet visant à minimiser la consommation énergétique d'une installation pénitencière à l'aide d'un système de pompes à chaleur. Le système sélectionné pour cette application utilise des tuyaux de 32 mm de diamètre pour minimiser la puissance de pompage requise tout en augmentant la capacité d'échange thermique. Plus de 8530 m de tuyau de polyéthylène haute densité sont utilisés pour cette installation.

1.1.2 Optimisation des boucles thermiques

Pietsch (1990) étudie les caractéristiques d'une boucle thermique standard en analysant la place occupée par ce genre de système dans le domaine du CVC. Il affirme que les systèmes utilisant des pompes à chaleur eau-air desservies par une boucle thermique représentent environ 3,4% de tous les systèmes installés. Ce pourcentage est d'ailleurs en forte progression depuis 1980. Il étudie les différentes options de fonctionnement en considérant les températures d'opération de la boucle, le débit optimal, l'inertie thermique de la boucle, le refroidissement gratuit et le réchauffement gratuit. Selon l'auteur, le débit optimal se situe sous les 0,05 L/s par kW frigorifique³ (3 gpm/tonne) normalement préconisé dans le domaine. Ainsi, selon Pietsch, ce débit se situerait entre

³ Voir la définition au chapitre trois.

0,015 et 0,03 L/s par kW frigorifique. Par contre, ces affirmations ne considèrent pas le couplage à un échangeur dans le sol.

Kush (1990) ainsi que Kush et Brunner (1991, 1992) interprètent les résultats expérimentaux obtenus sur un bâtiment existant. Ils mentionnent la possibilité d'économie relative à l'utilisation d'entraînement à fréquence variable sur la pompe de circulation. Cette économie pourrait atteindre 75% dans les zones périphériques et 35% dans les zones centrales.

Pietsch (1991a) examine l'influence d'un entraînement à fréquence variable couplé à la pompe de circulation. Pour ce genre de système, le débit nominal recommandé demeure à 0,05 L/s par kW frigorifique. L'auteur prétend que l'utilisation d'un entraînement à fréquence variable peut engendrer une économie d'énergie de l'ordre du tiers de la consommation énergétique annuelle combinée de la pompe de circulation et des pompes à chaleur pour un système donné. Pietsch (1991b) publie un autre rapport qui reprend les conclusions publiées dans les deux articles cités précédemment (Pietsch, 1990 et 1991a).

Woller (1994) décrit la conception et l'opération d'un réseau de pompes à chaleur couplé à un échangeur à puits verticaux utilisé dans l'agrandissement d'un bâtiment existant. La nouvelle addition utilise 20% moins d'énergie par unité de surface que l'ancien bâtiment. Selon l'auteur, cette réduction dans la consommation énergétique aurait même pu atteindre 30 à 35% si la pompe de circulation avait été équipée d'un entraînement à

fréquence variable. Woller soulève donc l'importance de coupler la pompe de circulation à un entraînement à fréquence variable dans de tels systèmes.

Contrairement à la croyance générale dans le domaine, Kavanaugh (1996) mentionne que le débit nominal de 0,05 L/s par kW doit être choisi en fonction de la charge maximale du bâtiment et non pas en fonction de la capacité frigorifique maximale des équipements installés. Kavanaugh appuie aussi l'affirmation faite par Woller au sujet de l'opération de la pompe de circulation à débit variable. Selon lui, l'énergie consommée par une pompe opérant à débit constant peut ainsi atteindre 45 % de l'énergie totale consommée. L'auteur considère ceci totalement inacceptable puisque la puissance de la pompe représente entre 6 et 14 % de la puissance totale du système à pleine charge. L'opération de la pompe de circulation couplée à un entraînement à fréquence variable est donc primordiale à ses yeux.

En terminant, Li (1998) relate les bienfaits de l'équilibrage thermique pour un système avec chaudière et tour de refroidissement. L'équilibrage thermique survient lorsque l'énergie rejetée à l'intérieur de la boucle thermique par les pompes à chaleur des zones en climatisation est partiellement extraite par les pompes à chaleur des zones en chauffage ou vice versa. Évidemment, pour qu'il y ait équilibrage thermique, il est impératif d'avoir des zones en mode climatisation pendant que d'autres sont en mode chauffage. L'équilibrage thermique représente une des qualités les plus importantes des systèmes utilisant une boucle thermique. L'auteur soutient aussi que des économies de

l'ordre de 54 % peuvent être accomplies en remplaçant la chaudière par un échangeur géothermique.

En résumé, on peut affirmer qu'un certain litige persiste au niveau de la sélection du débit nominal à préconiser dans la boucle thermique. Ainsi, est-il préférable de baser le débit nominal sur les charges maximales du bâtiment ou sur la capacité frigorifique des équipements installés? Doit-on utiliser un entraînement à fréquence variable ou non? Si oui, est-ce que le débit nominal est différent en utilisant un tel artifice? C'est pour tenter de répondre à ces questions que la présente étude est entreprise.

CHAPITRE II

MODÉLISATION DES POMPES À CHALEUR

2.1 Généralités

Une pompe à chaleur est un appareil de réfrigération qui extrait la chaleur d'une source pour la rejeter dans un puits à une température plus élevée. L'avantage principal des pompes à chaleur est qu'elles opèrent avec un rendement énergétique supérieur à 100%.

Dans la présente étude, la source est associée à la boucle thermique d'eau mitigée alors que le puits est l'air du bâtiment. La convention habituelle assigne l'appellation « eau-air » à une telle pompe à chaleur. La figure 2.1 présente l'aspect extérieur d'une telle pompe à chaleur eau-air.

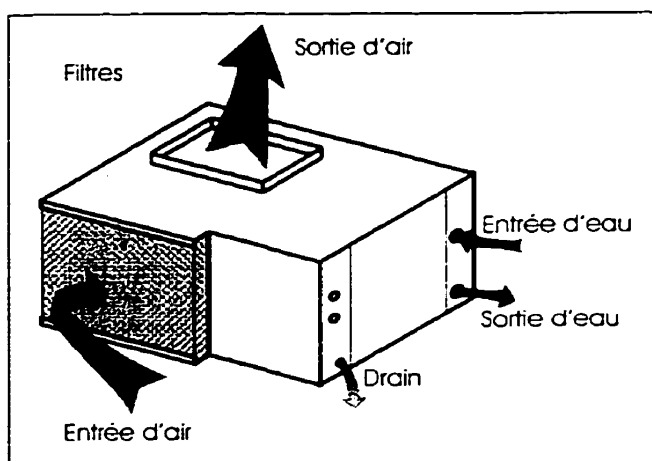


Figure 2.1 – Pompe à chaleur eau-air.

La figure 2.2 montre une représentation schématique du fonctionnement d'une pompe à chaleur eau-air. Les pompes à chaleur peuvent passer du mode chauffage au mode climatisation (et inversement) par la simple action d'une valve de renversement. En mode chauffage (lignes pleines sur la figure 2.2), l'énergie est puisée dans la boucle

thermique à basse température (évaporateur – évolution A-B), puis, grâce au cycle de réfrigération, le rejet au condenseur (évolution C-D) se fait à plus haute température ce qui permet de chauffer le bâtiment. En mode climatisation, le cycle est inversé (lignes tiretées). L'énergie est puisée dans l'air du bâtiment (évaporateur) pour ensuite être rejetée dans la boucle thermique au niveau du condenseur. Les deux échangeurs voient leurs rôles changer d'évaporateur à condenseur et vice-versa lorsque le mode d'opération passe de la climatisation au chauffage.

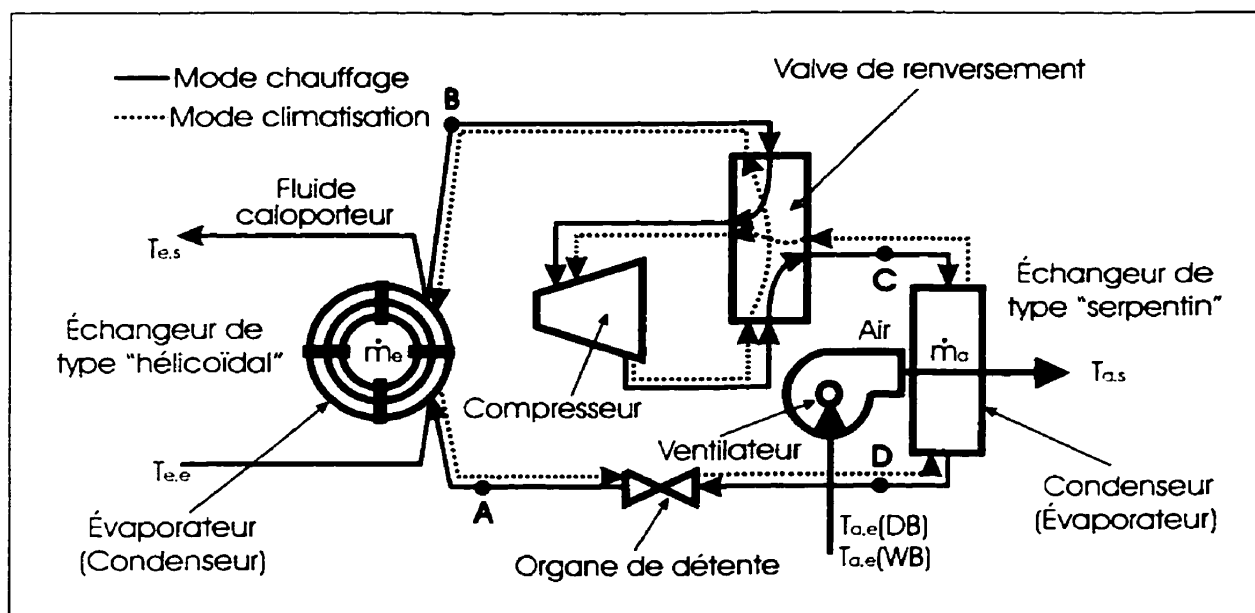


Figure 2.2 – Représentation schématique d'une pompe à chaleur eau-air.

Les pompes à chaleur fonctionnent selon le cycle de réfrigération par compression. Ce cycle thermodynamique est présenté à la figure 2.3 pour une série d'évolutions idéales. Le réfrigérant circulant à l'intérieur de la pompe à chaleur est réchauffé à l'évaporateur jusqu'à ce qu'il soit complètement évaporé (point B). Par la suite, le réfrigérant est

comprimé à l'aide d'un compresseur nécessitant un certain travail (évolution B-C). En sortant du compresseur, le réfrigérant se dirige vers le condenseur (point C). Le but de cette compression est d'amener le réfrigérant à une telle pression que sa température de condensation soit supérieure à la température du fluide caloporteur à la sortie du condenseur. Le réfrigérant est sous forme de vapeur surchauffée au point C et se condense au condenseur jusqu'au point D où le réfrigérant est maintenant sous forme de liquide saturé. Le réfrigérant subit ensuite une chute de pression dans l'organe de détente afin de ramener sa pression à une valeur permettant l'ébullition du réfrigérant à une température inférieure à celle requise pour le fluide caloporteur à la sortie de l'évaporateur. Ensuite, le réfrigérant est alimenté à l'évaporateur, recommençant ainsi le cycle (point A).

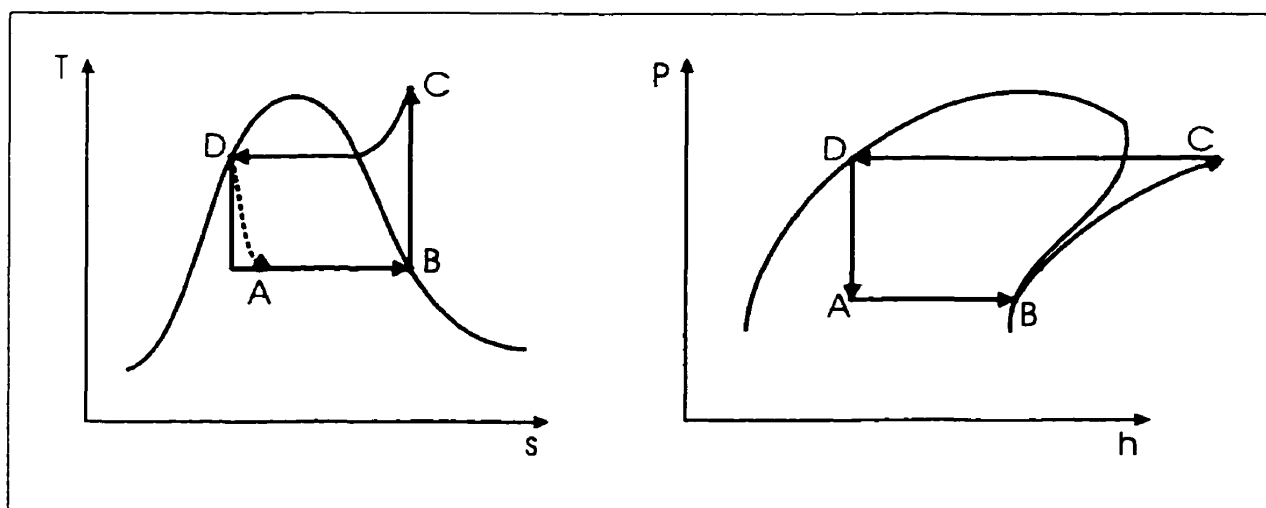


Figure 2.3 – Diagrammes T-s et P-h représentant le cycle thermodynamique idéal d'une pompe à chaleur.

2.2 Performance et puissance d'une pompe à chaleur

Afin de mieux interpréter les résultats des simulations du système géothermique présenté ultérieurement, il est utile d'analyser les indices de performance d'une pompe à chaleur.

Deux coefficients sont normalement utilisés pour décrire le rendement énergétique d'une pompe à chaleur. Ce sont les coefficients COP (*Coefficient Of Performance*) et EER (*Energy Efficiency Ratio*) qui sont donnés par les relations suivantes :

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{condenseur}}}{P_{\text{compresseur}}} \quad (2.1)$$

$$\text{EER} = \frac{Q_{\text{évaporateur}} \text{ (BTU / h)}}{P_{\text{compresseur}} \text{ (W)}} \quad (2.2)$$

$$\text{COP}_{\text{CLIMATISATION}} = \frac{\text{EER}}{3,413} \quad (2.3)$$

Le COP est le rapport entre la puissance échangée au niveau du condenseur, $Q_{\text{condenseur}}$, et la puissance requise au compresseur, $P_{\text{compresseur}}$. Le EER représente le rapport entre la chaleur retirée à l'évaporateur, $Q_{\text{évaporateur}}$, (en BTU/H) et la puissance requise au compresseur (en Watts). Pour rendre le EER adimensionnel, il faut donc le diviser par 3,413 (BTU/h par Watts). Ce faisant, on obtient ce que l'on pourrait qualifier de $\text{COP}_{\text{CLIMATISATION}}$. Cependant, ce terme est rarement utilisé pour éviter qu'il y ait confusion avec le COP du mode chauffage. Donc, le rendement d'une pompe à chaleur

en mode chauffage est donné par son COP alors que l'indice de rendement en climatisation est le EER.

Les relations 2.1 à 2.3 sont celles généralement utilisées en rapport avec le cycle thermodynamique classique. Or, outre la puissance du compresseur, il y a d'autres éléments d'une pompe à chaleur qui consomment de l'énergie notamment le ventilateur et le contrôleur. Ainsi, il est possible de définir des valeurs globales du COP et du EER incluant l'énergie consommée par le ventilateur, $P_{\text{ventilateur}}$, et par le contrôleur de la pompe à chaleur, $P_{\text{contrôleur}}$.

$$\text{COP}_{\text{Global}} = \frac{Q_{\text{condenseur}}}{P_{\text{compresseur}} + P_{\text{ventilateur}} + P_{\text{contrôleur}}} \quad (2.4)$$

$$\text{EER}_{\text{Global}} = \frac{Q_{\text{évaporateur}}}{[P_{\text{compresseur}} + P_{\text{ventilateur}} + P_{\text{contrôleur}}]} \left(\frac{\text{BTU/h}}{\text{W}} \right) \quad (2.5)$$

Généralement, les valeurs de COP et de EER rapportées par les manufacturiers sont celles données par les relations 2.4 et 2.5. Finalement, rappelons que le numérateur de l'équation 2.4 représente la capacité en chauffage alors que le numérateur de l'équation 2.5 est la capacité totale en climatisation (sensible et latent).

Le COP ainsi que le EER varient avec la température de la source et du puits. Donc, pour comparer correctement la performance de deux pompes à chaleur, il faut s'assurer que celles-ci opèrent aux mêmes températures. Tel que montré au tableau 2.1, il existe trois normes d'évaluation des performances des pompes à chaleur répondant à des domaines d'applications différents.

Tableau 2.1 – Normes d'évaluation des pompes à chaleur eau-air.

PAC avec boucle thermique standard	15°C à 32°C	ARI 320
PAC Géothermiques utilisant l'eau souterraine	7°C à 24°C	ARI 325
PAC Géothermiques utilisant un échangeur dans le sol	-4°C à 38°C	ARI 330

Outre les températures de la source et du puits, il y a d'autres paramètres secondaires qui influencent le rendement et la capacité des pompes à chaleur. Ces paramètres sont : le débit d'air, le débit du fluide caloporteur et la température de l'air (bulbe humide et bulbe sec) à l'entrée de la pompe à chaleur.

En résumé, le COP et le EER sont fonction de cinq paramètres. En référence avec la nomenclature présenté à la figure 2.2, on a donc que :

$$\text{COP, EER} = f(T_{a,e}(\text{BS}), T_{a,e}(\text{BH}), \dot{m}_e, \dot{m}_a, T_{e,e}) \quad (2.6)$$

2.3 Description du modèle TRNSYS

Tel que mentionné par Genest (1999), la modélisation des appareils de réfrigération à partir des principes de base s'avère délicate car la prédiction des coefficients de film en évaporation et en condensation est, dans le meilleur des cas, très difficile. C'est pourquoi la plupart des chercheurs œuvrant dans le domaine utilisent des données issues d'essais en laboratoire pour prédire la performance de ces appareils. Des données expérimentales sont utilisées pour bâtir un modèle qui prend généralement la forme d'une corrélation tentant de prendre en compte l'influence de tous les paramètres.

Le modèle de pompe à chaleur utilisé dans la présente étude est celui développé par la compagnie américaine TESS (*Thermal Energy System Specialists*). Ce modèle a été modifié pour prendre en compte certaines particularités de la présente étude.

2.3.1 Modèle de base

Le module de base de la pompe à chaleur permet d'évaluer un certain nombre de « sorties » en fonction d'un certain nombre de « paramètres » et « d'entrées ». Les appellations « entrées-paramètres-sorties » font référence à la terminologie utilisée dans TRNSYS. Les tableaux 2.2 et 2.3 donnent l'ensemble de ces valeurs.

Tableau 2.2 – Paramètres et entrées du module de pompe à chaleur

1	Identificateur de la pompe à chaleur	1	Température d'entrée du fluide caloporteur
2	Unité logique	2	Débit du fluide caloporteur
3	Masse volumique du fluide caloporteur	3	Température de l'air à l'entrée
4	Chaleur spécifique du fluide caloporteur	4	Humidité absolue de l'air
5	Chaleur spécifique de l'air	5	Débit d'air
6	Chaleur spécifique de l'ECD	6	Température d'entrée de l'ECD
7	UA pour l'ECD	7	Débit d'ECD
8	Puissance du ventilateur	8	Coefficient de contrôle en climatisation
9	Puissance du contrôleur	9	Coefficient de contrôle en chauffage
10	Facteur d'encrassement relié à la puissance (climatisation)	10	Température du réfrigérant pour l'ECD en climatisation
11	Facteur d'encrassement relié à la capacité (climatisation)	11	Température du réfrigérant pour l'ECD en chauffage
12	Facteur d'encrassement relié à la puissance (chauffage)		
13	Facteur d'encrassement relié à la capacité (chauffage)		
14	Coefficient de cyclage en climatisation		
15	Coefficient de cyclage en chauffage		

Les données importantes de ces tableaux sont présentées dans cette section. L'annexe A donne certaines explications supplémentaires sur les données secondaires.

Parmi les sorties importantes, notons le transfert thermique total vers l'air (#8, Q_{Total}) et la puissance électrique à l'entrée de la pompe à chaleur (#11, P_{Totale}). Par exemple, la valeur de Q_{Total} en climatisation est obtenue à partir de corrélations du type :

$$Q_{\text{Total,CL}} = Q_{\text{Total,CL}}^N \times FCT_{\text{TC}} \times FCD_{\text{TC}} \quad (2.7)$$

$$\text{Où} \quad Q_{\text{Total,CL}}^N = [a_1 + a_2 \times \dot{m}_e + (a_3 + a_4 \times \dot{m}_e) \times T_{e,e}] \quad (2.8)$$

$$(2.9)$$

$$FCT_{TC} = b_1 + (b_2 \times T_{a,e}(BH)) + (b_3 \times T_{a,e}(BH)^2) \tag{2.10}$$

$$FCD_{TC} = c_1 + c_2 \times \dot{m}_a$$

Tel que montré à l'annexe A, les coefficients a_i , b_i , et c_i sont obtenus à partir de régressions linéaires effectuées sur les données de performance du manufacturier. Les valeurs de FCT_{TC} et FCD_{TC} sont des facteurs de correction pour tenir compte de variations de performance lorsque le débit d'air et la température du bulbe humide s'éloignent des conditions nominales.

La puissance requise pour le fonctionnement de la pompe à chaleur (P_{totale}) et le transfert thermique total avec l'eau sont calculés à partir de corrélations similaires (voir annexe A). La puissance calculée inclue la puissance du compresseur, du ventilateur et du contrôleur de la pompe à chaleur. À l'aide des paramètres 8 et 9, soit les puissances nominales du ventilateur ($P_{ventilateur}$) et du contrôleur de la pompe à chaleur

Tableau 2.3 – Sorties du module de pompe à chaleur

	Sortie
1	Température de sortie du fluide caloporteur
2	Débit du fluide caloporteur
3	Température de sortie de l'air
4	Humidité absolue de l'air
5	Débit d'air
6	Température de sortie de l'ECD
7	Débit de l'ECD
8	Transfert thermique total vers l'air
9	Transfert thermique sensible vers l'air
10	Transfert thermique latent vers l'air
11	Transfert thermique total vers l'eau
12	Transfert thermique total vers l'ECD
13	Puissance du compresseur
14	Puissance de la pompe à chaleur
15	COP
16	EER
17	Temps de fonctionnement en climatisation
18	Temps de fonctionnement en chauffage
19	Fraction de la capacité en climatisation
20	Fraction de la capacité en chauffage

($P_{\text{contrôleur}}$), il devient possible de déduire, par simple soustraction, la puissance requise au compresseur ($P_{\text{compresseur}}$) pour chaque condition d'opération de la pompe à chaleur.

La présente étude ne considère pas spécifiquement les consommations énergétiques particulières du contrôleur de la pompe à chaleur et du ventilateur. C'est pourquoi la puissance requise au contrôleur et au ventilateur est prise comme étant zéro. Il en résulte que la puissance requise au compresseur est identique à celle requise par la pompe à chaleur dans les variables de sorties du modèle.

2.3.2 Modifications apportées au modèle de base

Certaines modifications ont été apportées au modèle de base afin qu'il soit mieux adapté aux simulations effectuées pour la présente étude. De plus, un thermostat a été conçu spécifiquement pour la présente étude. Celui-ci sera décrit au chapitre cinq.

Le modèle de base de la pompe à chaleur permet l'opération d'une pompe à chaleur en mode « tout ou rien ». Ainsi, pour un pas de temps donné, la pompe à chaleur fonctionne soit à plein régime ou elle ne fonctionne pas du tout ; aucune modulation n'est possible. L'opération de la pompe à chaleur à plein régime lorsque la charge est faible peut engendrer des hausses de températures considérables bien au delà des températures de consigne. En revanche, le modèle de base modifié permet de moduler la quantité d'énergie fournie à la zone en fonction de la charge grâce à une variable d'entrée qui

prend une valeur comprise entre 0 et 1. Cette variable représente le temps d'opération requis pour combler la charge. Avec cette approche, la température de la zone demeure dans l'intervalle (bande morte) délimitée par les températures minimale et maximale du thermostat.

La figure 2.4 illustre ce phénomène. Cette dernière figure montre l'évolution de la température d'un bâtiment au cours d'une journée d'hiver en utilisant les deux modèles. Le pas de temps de simulation est d'une heure. Le point de consigne ainsi que la bande morte du thermostat en mode chauffage ont été fixés à 20°C et 2°C, respectivement. Donc, la pompe à chaleur sera en mode chauffage lorsque la température se situera entre 20 et 22°C. Le point de consigne en climatisation a été fixé à 25°C ce qui signifie que la pompe à chaleur sera en mode climatisation pour des températures supérieures à 25°C. On remarque que la prédiction de la température intérieure pour le modèle de base donne des températures beaucoup trop élevées car la pompe à chaleur fournit trop d'énergie à la zone. Ainsi, à la fin du premier pas de temps la température atteint 34°C. Lors du deuxième pas de temps, la pompe à chaleur bascule en mode climatisation pour abaisser la température de la pièce. Ce cyclage chauffage-climatisation se produit à quelques reprises pendant la journée et est nettement inadmissible puisqu'il ne rend pas compte de la réalité.

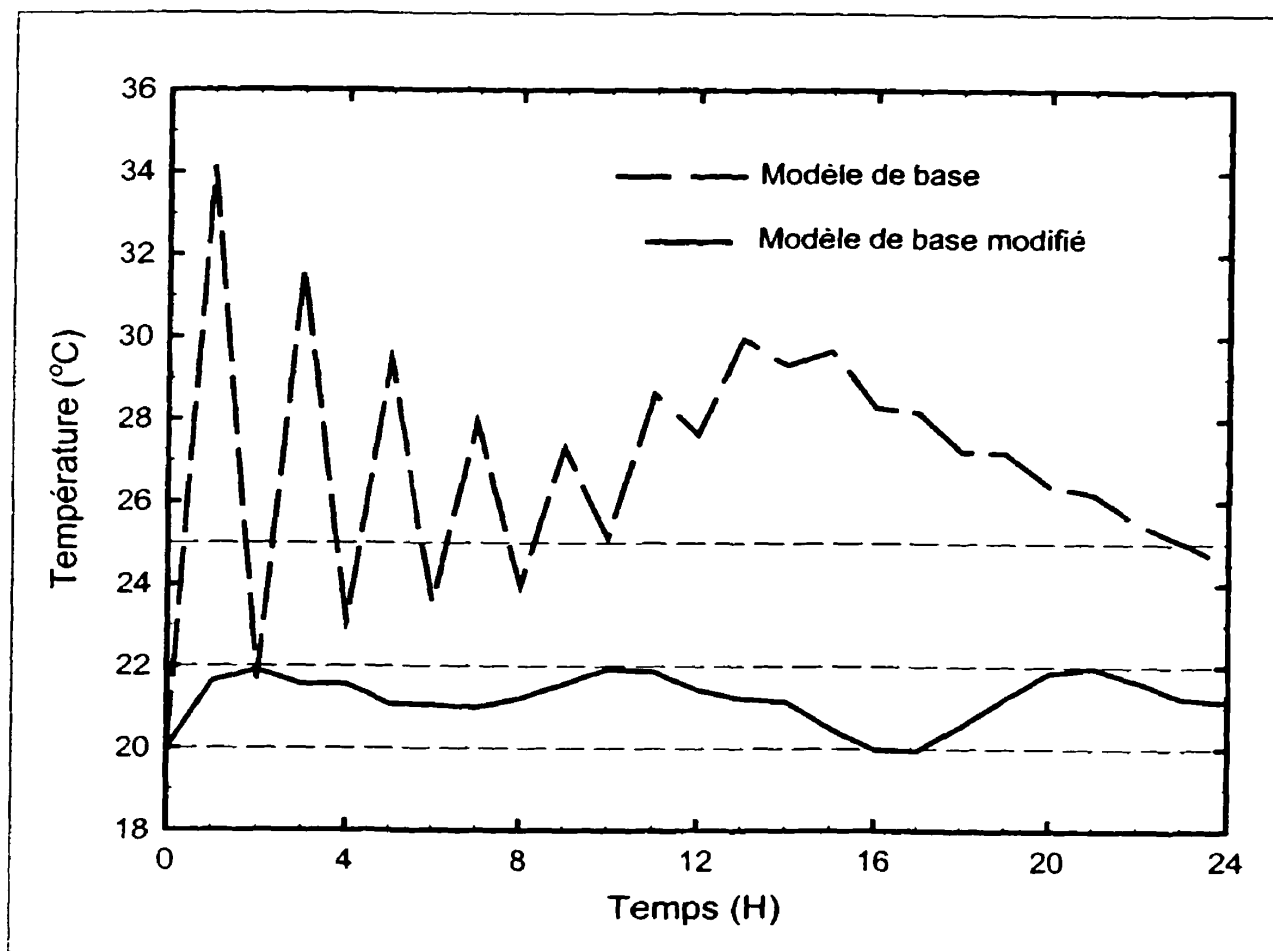


Figure 2.4 – Comportement typique en mode chauffage du modèle de base et du modèle de base modifié.

La réalité est beaucoup mieux reproduite avec le modèle de base modifié tel que montré sur la figure 2.4. En effet, la prédiction de la température intérieure issue du modèle de base modifié donne des températures qui se situent toujours à l'intérieur de la bande morte. Ceci est dû au fait que le temps d'opération de la pompe à chaleur est évalué correctement en fonction de la charge. Ce temps d'opération est ensuite utilisé pour multiplier les capacités et puissances nominales de la pompe à chaleur. La détermination

du temps d'opération est la fonction du thermostat. Ce dernier sera décrit en détail au chapitre cinq.

Un second ajout mineur est réalisé au niveau des entrées pour tenir compte de l'opération du ventilateur de la pompe à chaleur. Il est maintenant possible de faire fonctionner le ventilateur même si la pompe à chaleur est à l'arrêt. Cette variable peut prendre deux valeurs (0 et 1). Lorsque le ventilateur doit suivre le fonctionnement de la pompe à chaleur, la variable prend la valeur 0. Par contre, lorsque le ventilateur est en fonction continuellement indépendamment du fonctionnement de la pompe à chaleur, la variable prend la valeur 1.

Cette nouvelle variable affecte le module de la façon suivante. La puissance fournie au ventilateur est affectée d'un facteur 100 % si le ventilateur doit être en fonction tout le temps indépendamment du fonctionnement de la pompe à chaleur tandis que ce facteur multiplicatif prend la même valeur que le temps d'opération de la pompe à chaleur si le fonctionnement du ventilateur suit son mode d'opération.

Tableau 2.4 – Variables d'entrées et de sorties ajoutées au module de pompe à chaleur

12	Temps d'opération de la pompe à chaleur	21	Temps d'opération de la pompe à chaleur
13	Mode d'opération du ventilateur	22	Temps d'opération du ventilateur

Les variables concernant le temps d'opération de la pompe à chaleur et du ventilateur ont été ajoutées aux sorties du modèle initial. Le tableau 2.4 résume les variables ajoutées au

nouveau modèle de pompe à chaleur. Il est à noter que les paramètres du module ne sont pas modifiés.

2.3.3 Erreur de modélisation

Les résultats issus du module de pompe à chaleur sont comparés aux données expérimentales du fabricant à la figure 2.5. La figure 2.5a présente les résultats pour le mode climatisation alors que la figure 2.5b est consacrée au mode chauffage. Dans les deux cas les conditions nominales du côté de l'air ont été utilisées soit un débit d'air de 940 L/s (2000 CFM) et des températures d'air de 26,7°C (sec) / 19,4°C (humide) (EAT 80°/67°F) en climatisation et 21,1°C (EAT 70°F) en chauffage. Le débit d'eau nominal est de 0,76 l/s (12 gpm) dans les deux cas. Une comparaison complète, incluant des conditions autres que les conditions nominales, se retrouvent à l'annexe A.

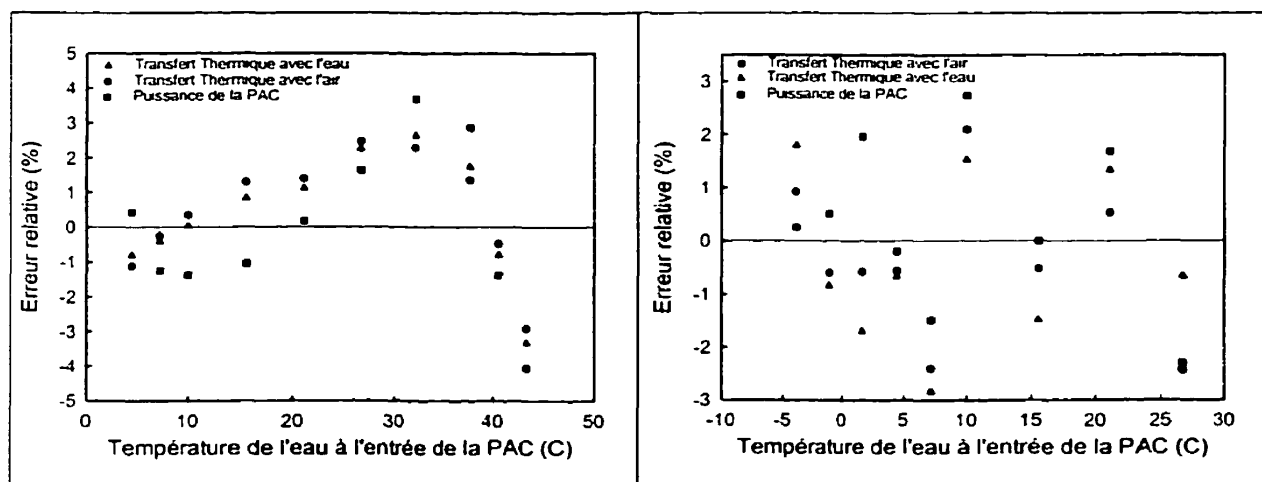


Figure 2.5a – Erreur sur le modèle (Climatisation).

Figure 2.5b – Erreur sur le modèle (Chauffage).

Les figures 2.5a et b présentent l'erreur relative du module en fonction de la température de l'eau à l'entrée de la pompe à chaleur. Trois valeurs importantes issues du module sont examinés soit : le transfert thermique avec l'air; le transfert thermique dans l'eau; et la puissance de la pompe à chaleur. Un examen de la figure 2.5 indique que l'erreur relative sur chacune de ces trois quantités est inférieure à $\pm 4\%$ en climatisation et à $\pm 3\%$ en chauffage. Il est bon de rappeler que ces erreurs s'appliquent aux conditions nominales d'air pour un débit d'eau de 0,76 L/s. Pour trouver l'erreur pour des conditions autres que les conditions nominales, les erreurs sur les facteurs de correction (FCT et FCD dans l'équation 2.7) doivent être évaluées ainsi que les erreurs encourues pour l'utilisation d'un débit d'eau autre que 0,76 L/s. Les tableaux 2.4a et 2.4b présentent un sommaire des valeurs absolues maximales de l'erreur pour chaque catégories (nominales, FCT et FCD)

Tableau 2.4a – Valeur absolue de l'erreur maximale en mode climatisation.

	Nominal	FCT	FCD	Total
Transfert thermique total vers l'air	4,65	négl.	négl.	4,65
Transfert thermique total vers l'eau	4,75	0,10	0,04	4,89
Puissance	4,05	-	0,80	4,85

Tableau 2.4b – Valeur absolue de l'erreur maximale en mode chauffage.

	Nominal	FCT	FCD	Total
Transfert thermique total vers l'air	2,44	négl.	0,03	2,47
Transfert thermique total vers l'eau	2,84	0,04	négl.	2,88
Puissance	3,70	0,80	0,01	4,51

⁴ Incluant les débits d'eau de 0,5 L/s et 1,01 L/s tel que montré aux tableaux A.4 et A.5.

ainsi qu'une erreur maximale totale qui est simplement la somme des trois précédentes. Tel que montré à l'annexe A, ces erreurs maximales se situent aux extrémités de la plage d'utilisation de la pompe à chaleur. Lorsque la pompe à chaleur opère près de la moyenne de la plage d'utilisation, l'erreur du modèle est plus petite.

2.4 Influence du débit sur les performances

Les plus importants facteurs influençant la consommation énergétique de la pompe à chaleur sont le débit et la température du fluide caloporteur à l'entrée.

La figure 2.6 montre l'influence du débit et de la température du fluide caloporteur sur le coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur utilisée pour la présente étude (chapitre 7). Le fluide caloporteur utilisé pour cette analyse est l'eau. De plus, le débit d'air est fixe à 940 L/s de même que la température de l'air à 26,7°C. Pour chacun des modes d'opération, le COP_{nominal} a été calculé pour un débit nominal de 0.05 L/s par kW frigorifique (soit 3 gpm/tonne) et une température nominale de l'eau de 15°C.

Sur cette figure, on remarque tout d'abord que le COP ne varie pas de façon significative avec une réduction du débit. Ainsi, pour une température T_e constante, le COP est réduit d'environ 5% lorsque le débit est réduit de moitié. Par contre, la variation du COP en fonction de T_e est beaucoup plus importante. En effet, en mode climatisation, le COP

diminue d'environ 30% lorsque T_e passe de 5 à 25°C tandis qu'en mode chauffage, il augmente d'environ 17% lorsque T_e passe de 5 à 25°C.

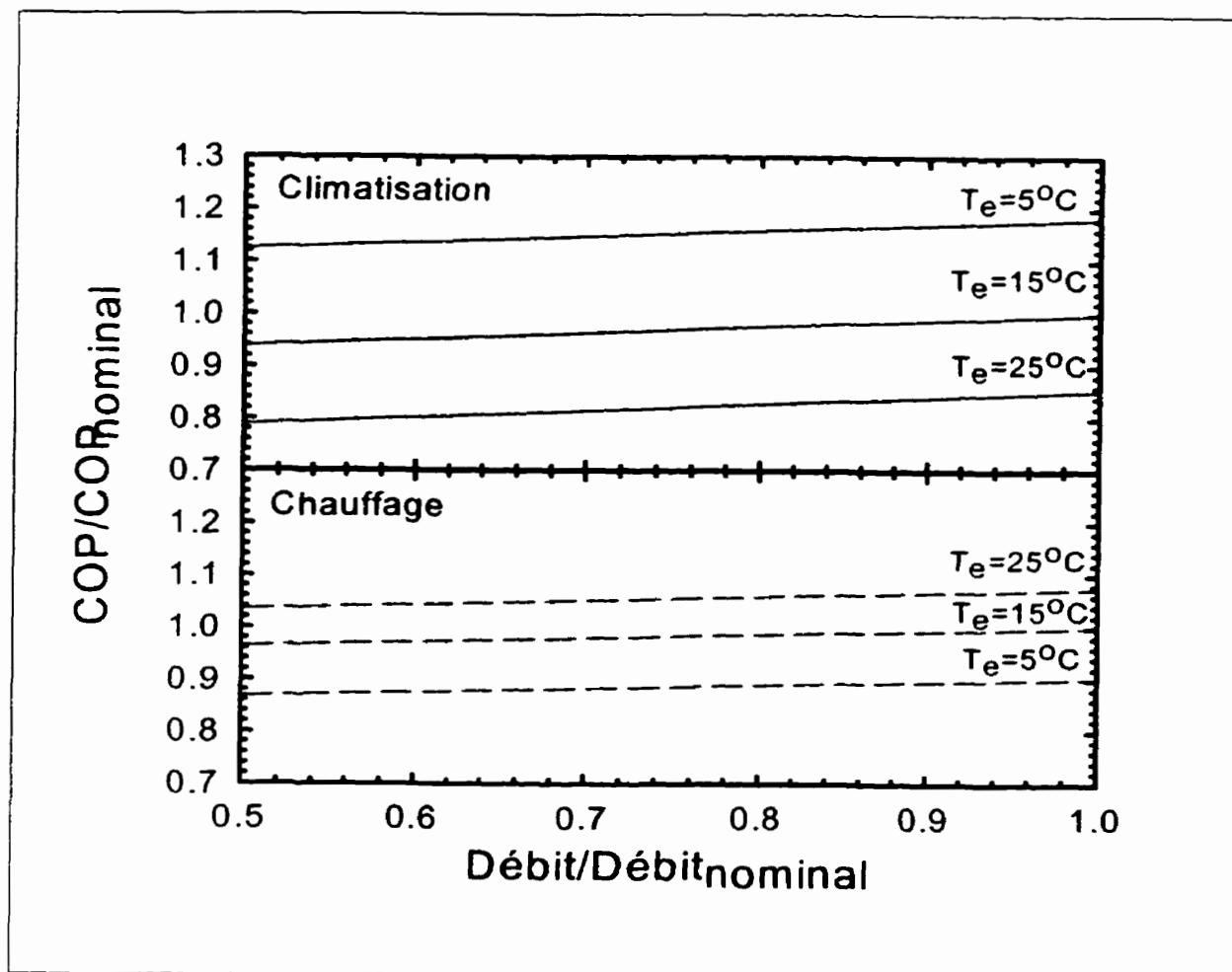


Figure 2.6 – Influence du débit et de la température du fluide caloporteur sur les performances de la pompe à chaleur.

CHAPITRE III

MODÉLISATION DE L'ÉCHANGEUR GÉOTHERMIQUE

3.1 Généralités

L'échangeur dans le sol est l'élément clé de tout système géothermique. Il agit comme intermédiaire entre la réserve d'énergie contenue dans le sol et les pompes à chaleur. Il remplace le refroidisseur et la chaudière des boucles thermiques classiques.

La figure 3.1 présente schématiquement un de ces échangeurs avec deux puits en parallèle. Le transfert thermique dans le sol dépendra d'une foule de facteurs qui devront être pris en compte lors de la modélisation. Parmi les facteurs importants, notons : la longueur de l'échangeur, la conductivité et la diffusivité thermique du sol, la température

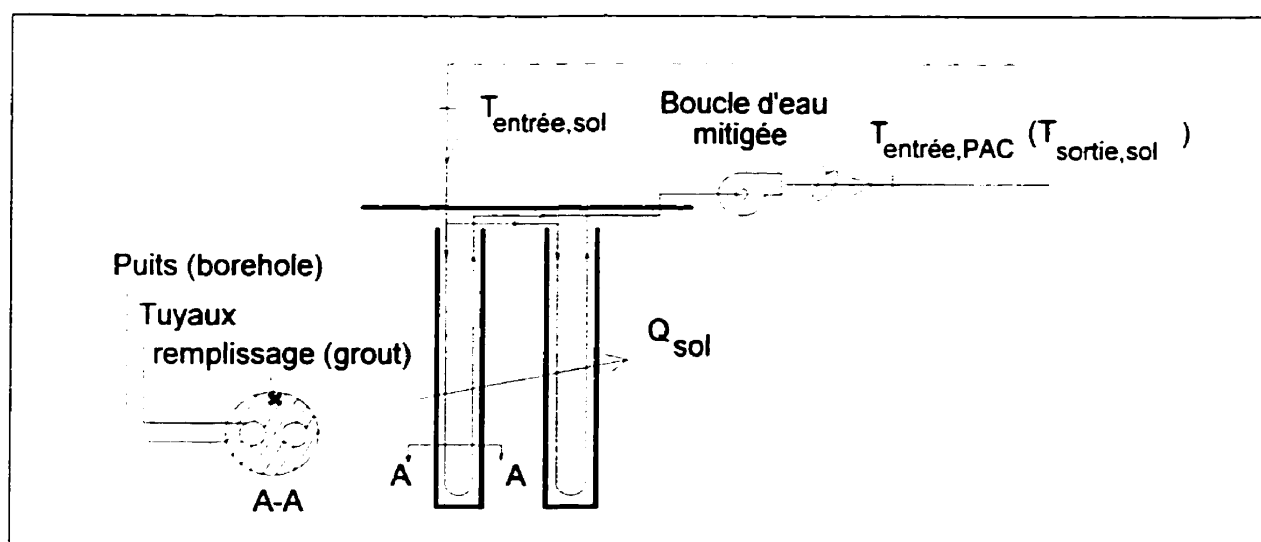


Figure 3.1 – Représentation schématique d'un échangeur à puits verticaux.

du sol, le débit du fluide circulant dans l'échangeur, la température du fluide à l'entrée de l'échangeur, les propriétés thermiques des tuyaux et du matériau de remplissage, et le transfert de chaleur entre le sol et l'air ambiant.

Ce chapitre est divisé en 3 parties. La section suivante fait un survol de la littérature existante sur la modélisation des échangeurs géothermiques. Ensuite, le modèle utilisé lors de la présente étude est décrit en détail. Finalement, le modèle est utilisé pour déterminer l'influence d'une variation de débit sur la performance de l'échangeur.

Il est à noter qu'il existe des méthodes simples et relativement précises pour modéliser un échangeur à puits verticaux. Une de ces méthodes est basée sur la solution analytique du transfert de la chaleur autour d'une source cylindrique (Ingersoll et al., 1954). Cette dernière méthode est couramment utilisée pour déterminer la longueur d'échangeur requise (ASHRAE, 1995) et pour modéliser le comportement thermique transitoire dans le sol, c'est-à-dire pour prédire la température de sortie en fonction de l'historique thermique dans le sol (Deerman et Kavanaugh, 1991; Kavanaugh et Rafferty, 1997). Étant donné l'importance de cette méthode et le manque de clarté rencontrée dans la littérature sur ce sujet, l'annexe B est consacrée à une présentation détaillée, avec exemples, de la méthode de la source de chaleur cylindrique.

3.2 Revue de la littérature

Ingersoll fait figure de pionnier dans le domaine. En effet, Ingersoll (1948, 1950, 1954) énonce une théorie qui s'inspire de la théorie de la source de chaleur linéaire présenté par Lord Kelvin (1882). Cette dernière théorie suppose que l'échange se fait à partir d'une source (flux de chaleur constant) linéaire de chaleur de longueur infinie dans un milieu où la température à l'infini est égale à la température du sol non-perturbée (T_{sol}). Comme le rapporte Ingersoll, la théorie de la source de chaleur linéaire engendre des erreurs appréciables lorsque le rapport $\alpha t/r^2 < 20$, où α est la diffusivité thermique, t est le pas de temps et r est le rayon du tuyau. Pour des conditions typiques, cette méthode ne permet pas des pas de temps d'une heure .

En s'inspirant des travaux de Carslaw et Jaeger (1947), Ingersoll présente la théorie sous-jacente à la méthode de la source de chaleur cylindrique. Cette méthode est expliquée en détail à l'annexe B. Cette théorie ne tient pas compte de certains facteurs comme l'échange thermique à l'interface sol-air et l'interférence entre les deux tuyaux dans le puits.

Andrews (1979) résout le problème de l'échange dans le sol par différences finies appliquées sur des blocs de sol représentant un volume. Cependant, il néglige lui aussi la convection naturelle au niveau de l'interface sol-air.

Metz (1983) développe un programme FORTRAN appelé *GROCS (Ground Coupled Systems)* ressemblant beaucoup au modèle de Andrews. Il étudie le transfert de chaleur tridimensionnel dans le sol. Le programme utilise jusqu'à 30 éléments et solutionne le problème par la méthode des différences finies. Une version du programme est disponible sous format TYPE et est utilisable dans TRNSYS.

Edwards et Vitta (1985) développent un modèle à deux dimensions en utilisant la méthode des différences finies et en incluant la radiation solaire et la convection à l'interface sol-air ainsi que l'humidité du sol. Ils trouvent que le transfert thermique entre l'échangeur et le sol augmente avec une augmentation de la quantité d'humidité contenue dans le sol. Ils avancent aussi que l'hypothèse d'un rayonnement solaire négligeable entraîne des erreurs substantielles dans la prédiction des températures du sol.

Lund et Östman (1985) présentent un code numérique en trois dimensions modélisant l'emmagasinement thermique saisonnier de la chaleur dans le sol en utilisant un échangeur à puits verticaux. Ils utilisent l'énergie solaire pour emmagasiner de la chaleur en faisant circuler un fluide caloporteur dans un échangeur enfouis dans le sol. La chaleur est ensuite retirée du sol pour la distribuer vers un bâtiment afin de le chauffer.

En 1988, Claesson et Eskilson (1988a et 1988b) de l'université de Lund en Suède publient deux articles. Le premier (1988a) présente une analyse complète du phénomène d'échange dans le sol. Les effets de la stratification de la température dans le sol, des

variations climatiques, et du mouvement d'eau dans le sol sont analysés. La solution finale est basée sur la superposition d'une solution stationnaire, d'une solution périodique et d'une solution à une impulsion. Quant au deuxième article (1988b), il décrit l'implantation d'un modèle informatique développé selon la même théorie.

Mohammad et al. (1989) développent un modèle basé sur l'équation de conduction transitoire en deux dimensions. Cette équation est résolue pour plusieurs couches le long de l'échangeur en utilisant la méthode des différences finies. La solution permet ainsi de prédire le champ de température autour de l'échangeur. Le modèle développé porte le nom de *TAGLEX (Thermal Analysis of Ground-Loop Heat Exchanger)* et fonctionne selon le même principe que TRNSYS.

Deerman et Kavanaugh (1991) utilisent la méthode de la source cylindrique pour modéliser la réponse thermique d'un échangeur à puits verticaux. Ils ajoutent à la théorie de base de Ingersoll un facteur pour tenir compte de l'interférence entre deux tuyaux situés dans le même puits. Pour plus de détails sur cette addition au modèle de Ingersoll le lecteur est prié de lire l'annexe B. La méthode de dimensionnement de l'échangeur dans le sol présentée dans ASHRAE (1995) et utilisée dans l'industrie est basée sur la théorie de la source cylindrique tel que modifiée par Deerman et Kavanaugh (1991).

Cane et Forgas (1991) publient un article révisant et comparant les règles de design, les modèles d'analyse énergétique ainsi que les programmes informatiques qui leurs sont

associés des différents articles contenus dans la littérature. Il ressort de cette étude que les théories présentées par les différents auteurs sont toutes valables à un degré différent. En effet, les différents modèles n'offrent pas tous les mêmes possibilités et ne sont pas tous au même point de sophistication.

Lei (1993) développe un modèle utilisant la méthode des différences finies pour simuler un échangeur à puits verticaux. Ils posent des hypothèses lui permettant de partir d'un problème transitoire à trois dimensions vers un problème transitoire à deux dimensions utilisant un système de coordonnées cylindriques double. Une validation expérimentale du modèle est aussi incluse dans cet article.

En 1996, Pahud et Hellström adaptent le modèle de l'université de Lund en Suède pour l'incorporer dans TRNSYS. C'est cette version du modèle qui est utilisée pour la présente étude.

Rottmayer et al. (1997) proposent une modèle numérique utilisant la méthode des différence finies en coordonnées cylindriques. Ils solutionnent le problème transitoire en deux dimensions (selon le rayon et la hauteur). Ils introduisent un facteur géométrique pour tenir compte du fait que la géométrie des deux tuyaux ne se prête pas à un traitement en coordonnées cylindriques lorsque le centre du puits est l'origine des coordonnées cylindriques. Ils valident avec succès leur modèle en le comparant à celui de Lund.

Thornton et al. (1997) implantent le modèle de Lund dans TRNSYS pour simuler un échangeur dans le sol. Ils développent aussi des modèles permettant la simulation de certains équipements reliés à l'utilisation d'un échangeur dans le sol. Ainsi, un modèle de pompe à chaleur eau-air est développé de même qu'un modèle de thermostat et un modèle de pompe de circulation. Les auteurs utilisent des données provenant d'une installation réelle pour calibrer leurs différents modèles. Suite à cette comparaison, les auteurs obtiennent une différence inférieure à 0,2% entre la consommation totale de la pompe à chaleur mesurée et celle obtenue par simulation.

Gu et O'Neal (1998) déterminent une expression analytique décrivant le diamètre équivalent à utiliser pour décrire le comportement des deux tuyaux inclus dans un puits pour qu'ils soient remplacés par une seule source cylindrique (ou puits). Ceci permet de modéliser l'interférence thermique entre les deux tuyaux. Les auteurs trouvent que le diamètre équivalent dépend du diamètre des tuyaux et de l'espacement de ceux-ci.

Yavuzturk et Spitler (1999) développent un facteur adimensionnel modifiant la température dans le sol pour de petits pas de temps à partir de la théorie de Eskilson. Ils implantent le tout dans TRNSYS pour simuler un système réel. Pour le développement de ce modèle, les auteurs utilisent un modèle numérique transitoire à deux dimensions résolu par la méthode des volumes finis simulant le transfert thermique dans un échangeur à puits verticaux. Ce modèle est validé à l'aide d'un modèle analytique dans une autre publication (Yavuzturk et al., 1999).

Thornton et al. (1999) comparent six programmes de dimensionnement d'un échangeur à puits verticaux. Ils remarquent que la longueur recommandée par les six programmes est très semblable. En fait une différence de 7% sépare les deux valeurs extrêmes de longueur d'échangeur.

3.3 Modélisation de l'échangeur

Le modèle de l'université de Lund a été utilisé dans la présente étude. On y fait souvent référence en l'appelant le modèle *DST*, i.e., *Duct Ground Heat Storage Model*, (Hellström, 1991). Ce modèle simule les performances d'un échangeur à puits verticaux enfouis dans le sol. Il pose l'hypothèse que le volume de sol contenant l'échangeur (tous les puits) est divisé en deux domaines. Comme le montre la figure 3.2, le premier domaine, est subdivisée en plusieurs « sous-régions locales », constituées d'un volume cylindrique enveloppant chacun des puits. La deuxième région, dite « région globale » comprend l'ensemble du volume et elle est répartie en plusieurs cellules. Contrairement aux régions locales, le champ thermique de la région globale évolue relativement lentement, ce qui permet de traiter séparément les deux domaines. Il est à noter que les températures locales sont désignées par la lettre θ alors que les températures de la région globale sont désignées par la lettre T .

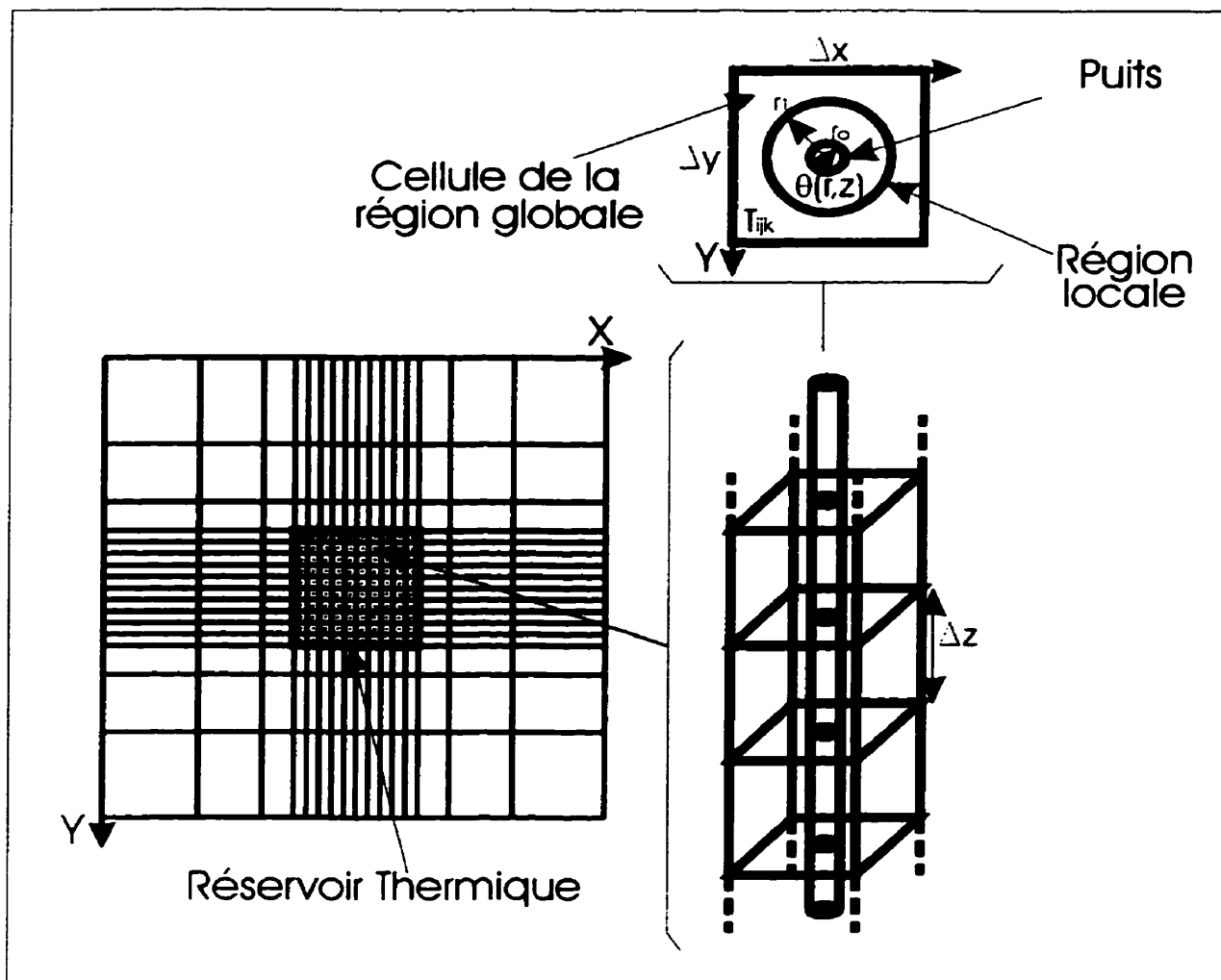


Figure 3.2 – Représentation des différents domaines.

La distribution de température dans la région locale est résolue à l'aide d'une solution analytique alors que la distribution de température de la région globale est résolue à l'aide d'un code numérique à trois dimensions utilisant la méthode des différences finies. La solution locale permet de déterminer la distribution de température dans le volume cylindrique entourant chaque puits de $r_0 \leq r \leq r_1$. Cette distribution est obtenue en

solutionnant l'équation de conduction bidimensionnelle transitoire en coordonnées cylindriques dont l'équation gouvernante est donnée par l'équation 3.1.

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) \quad (3.1)$$

où α est la diffusivité thermique du sol, r_0 est le rayon externe du tuyau alors que r_1 est le rayon du cylindre de la région locale. Les conditions aux frontières utilisées avec l'équation 3.1 sont⁵ :

$$k_h \left(\frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \Big|_{r=r_0} = h_r \left(\theta \Big|_{r=r_0} - T_r \right) \quad (3.2)$$

$$\theta(r_1) = \lambda T_{ij} + \frac{1-\lambda}{4} \left(T_{i+1,j} + T_{i-1,j} + T_{i,j+1} + T_{i,j-1} \right) \quad (3.3)$$

où

$$\lambda = 0 \quad \text{pour } r_1 > \Delta x \text{ ou } \Delta y$$

$$\lambda = 1/2 \quad \text{pour } r_1 \approx \Delta x \text{ ou } \Delta y$$

$$\lambda = 1 \quad \text{pour } r_1 < \Delta x \text{ ou } \Delta y$$

où Δx et Δy représentent les dimensions d'une cellule globale dans le plan horizontal, h_r est le coefficient de film du fluide circulant dans le tuyau de l'échangeur et T_r est la

⁵ Pour simplifier l'explication, les variations selon z ont été omises. Voir l'article de Lund et Östman pour plus de détails sur l'inclusion des variations selon z dans la condition de frontière de la région locale.

température du fluide caloporteur. La valeur de h_r peut être évaluée à l'aide des relations établies à l'annexe B (équation B.20).

La solution globale est obtenue en solutionnant l'équation d'énergie tridimensionnelle et transitoire. Dans sa forme la plus générale, le modèle peut prendre en compte les mouvements convectifs causés par la migration de l'eau dans le sol. Pour simplifier l'analyse, ces termes ne sont pas présentés à l'équation 3.4. L'équation d'énergie qui est résolue est donc :

$$(\rho c)_g \frac{\partial T}{\partial t} = k_g \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + H(x, y, z) \quad (3.4)$$

où H est un terme source qui permet le couplage entre la solution locale et la solution globale. Ce terme source est donné par la quantité d'énergie transférée par le fluide et il est évalué à partir de la solution locale. Cette quantité variera pour chaque nœud du maillage global :

$$H(x, y, z) = \frac{2 r_o k_h \left(\frac{\partial \theta}{\partial r} \right)_{r=r_o+\epsilon}}{\Delta x \Delta y} \quad (3.5)$$

Le numérateur de cette dernière expression représente le flux de chaleur par mètre de hauteur et k_h représente la conductivité thermique du sol à $r_o+\epsilon$. Par ailleurs, les

conditions de frontière aux six faces du cube global sont les suivantes. En surface, la température de surface variera en fonction de la température ambiante. Les cinq autres surfaces du cube sont à température constante.

3.3.1 Implantation dans TRNSYS

Cette section est consacrée à la description des entrées/sorties du modèle DST dans TRNSYS. Tel que montré au le tableau 3.1, le module TRNSYS nécessite l'entrée du débit volumétrique entrant dans l'échangeur ainsi que la température du fluide caloporteur. La température de l'air extérieur doit aussi être fournie de même que le type de circulation ayant lieu dans l'échangeur. Les sorties du modèle sont le débit et la température du fluide caloporteur ainsi que le transfert thermique moyen dans le sol.

Tableau 3.1 – Entrées et sorties du TYPE 132: Échangeur à puits verticaux

#	Entrées	#	Sorties
1	Température du fluide	1	Température du fluide
2	Débit du fluide	2	Débit du fluide
3	Température au dessus du réservoir thermique	3	Température moyenne à l'intérieur du réservoir thermique
4	Température de l'air extérieur	4	Transfert de chaleur moyen
5	Mode de circulation	5	Pertes de chaleur par la partie supérieure du réservoir thermique
		6	Pertes de chaleur par les côtés du réservoir thermique
		7	Pertes de chaleur par la partie inférieure du réservoir thermique

Plusieurs paramètres sont requis par ce module comme les caractéristiques de l'échangeur, du sol ainsi que les conditions initiales de la simulation.

3.4 Influence du débit

Puisque la présente étude porte sur l'influence du débit sur la consommation énergétique du système, il est intéressant d'examiner la variation de la quantité de chaleur échangée dans le sol et la température de sortie en fonction d'une variation de débit.

La figure 3.3 quantifie l'échange thermique dans le sol en fonction du débit pour deux températures d'entrée soit 20 et 25°C. Le modèle décrit à la section précédente a été utilisé pour obtenir ces résultats avec une température du sol de 10°C. Les caractéristiques de l'échangeur et les propriétés thermophysiques du sol sont les mêmes que celles utilisées pour l'étude du chapitre VII. Les courbes du haut donnent la valeur de l'échange thermique adimensionnel Q/Q_{nominal} où Q_{nominal} est l'échange thermique réalisé en utilisant le débit nominal et une température d'entrée de 25°C. Les courbes du bas donnent les valeurs correspondantes de température de sortie du sol. Tel que prévu, l'échange thermique diminue lorsque le débit diminue car le coefficient d'échange à l'intérieur du tuyau diminue. Ainsi, pour une température d'alimentation de 25°C, la valeur de Q/Q_{nominal} passe de 1.0 à 0.35 lorsque le débit diminue de 1.0 à 0.2.

Par ailleurs, tel qu'anticipé, l'échange thermique est meilleur lorsque la température d'entrée est élevée.

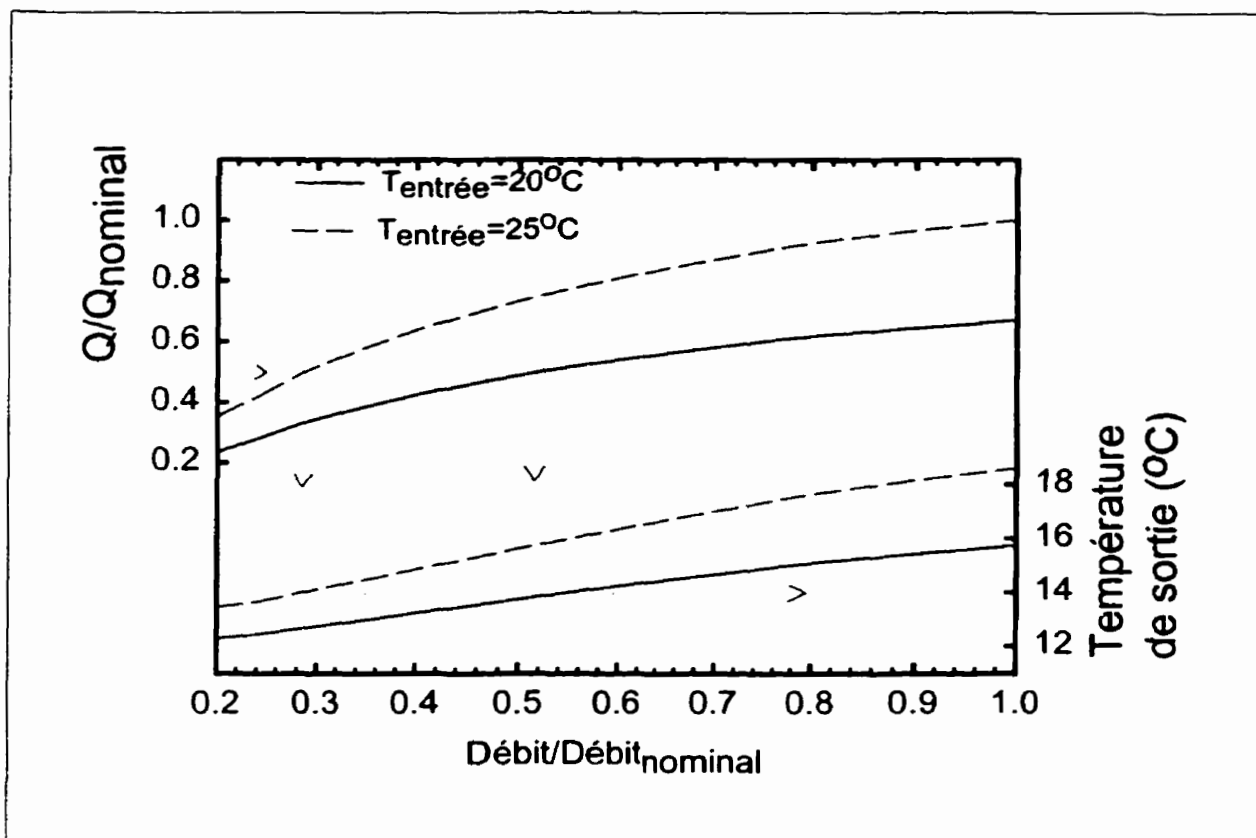


Figure 3.3 – Influence du débit sur la quantité de chaleur échangée.

Il est intéressant d'examiner ce qui se passe lorsque la valeur de Q/Q_{nominal} est constante et égale à 0.5. Dans l'exemple montré sur la figure 3.3, il existe deux combinaisons de valeurs de débit et de température d'entrée donnant une valeur de Q/Q_{nominal} égale à 0.5. De plus, pour chacune de ces combinaisons on remarque que la température de sortie est presque identique et égale à 14°C. Cette constatation est importante. En effet, en diminuant le débit d'un système géothermique, la température à la sortie des pompes à

chaleur augmentera (en mode climatisation) puisque pour une même quantité de chaleur échangée la différence de température entrée/sortie augmentera lorsque le débit diminuera. Or la figure 3.3 nous indique que la température de sortie du sol, donc d'entrée aux pompes à chaleur, sera sensiblement la même. En d'autres mots, la variation de débit affectera très peu la performance des pompes à chaleur puisque la température à l'entrée de celles-ci ne semble pas varier de façon significative. Cependant, en diminuant le débit, la puissance de pompage sera réduite de façon significative.

CHAPITRE IV

MODÉLISATION DU GROUPE POMPE-MOTEUR-EFV

4.1 Généralités

Tel que mentionné au chapitre un, l'énergie consommée par la pompe de circulation d'un système géothermique n'est généralement pas négligeable. Une des façons de réduire l'énergie de pompage est de réduire le débit pompé lorsque certaines pompes à chaleur ne fonctionnent pas en réduisant la vitesse de rotation de la pompe à l'aide d'un entraînement à fréquence variable (EFV). On obtient alors un groupe de pompage muni d'une pompe, d'un moteur électrique, et d'un EFV.

Ce chapitre est consacré à la modélisation du groupe pompe-moteur-EFV en tenant compte des différents rendements de chacune des composantes.

4.2 Fonctionnement d'un système à débit variable

L'opération à débit variable fonctionne de la façon suivante. Dans le système montré à la figure 4.1, les pompes à chaleur sont munies de vannes de type 'tout ou rien' qui coupent l'alimentation en fluide caloporteur lorsque les besoins en climatisation et en chauffage sont satisfaits et que la pompe à chaleur est à l'arrêt. Ce faisant, le débit total requis est

réduit. Dans ces situations, un mécanisme de régulation de débit, généralement un entraînement à fréquence variable (EFV), est installé sur la pompe pour varier le débit et

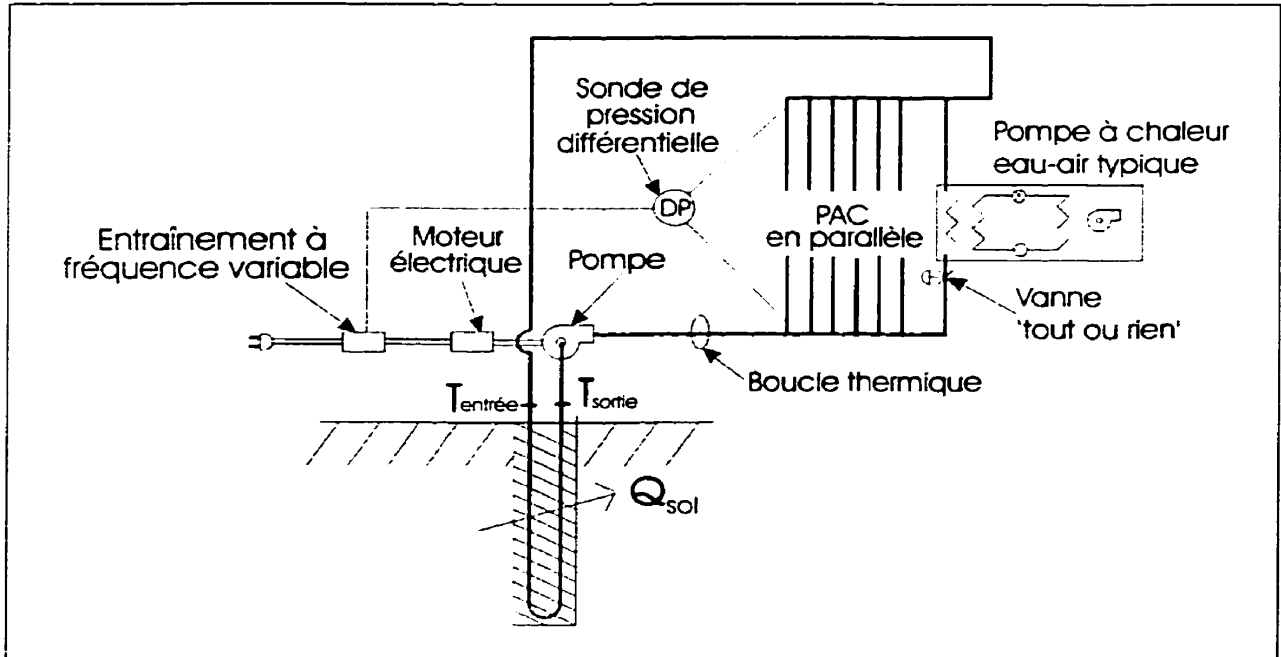


Figure 4.1 – Représentation schématique d'un réseau de pompes à chaleur géothermiques

réduire la puissance de pompage. Tel qu'indiqué sur la figure 4.1, l'EFV est contrôlé par une sonde de pression différentielle qui maintient une différence de pression constante entre l'alimentation et le retour permettant ainsi de maintenir le débit requis aux PAC qui sont encore en opération. Ainsi lorsque la sonde détecte un accroissement de la pression différentielle causée par la fermeture des vannes 'tout ou rien', elle agira sur l'EFV de façon à réduire le débit pompé en variant la vitesse de rotation de la pompe. Inversement, lorsque les vannes ouvrent, la pression différentielle diminue et la sonde fera augmenter le débit pour rétablir le différentiel de pression requis. Le point de consigne de la sonde

de pression est généralement réglé en fonction de la perte de charge au travers des pompes à chaleur.

Ces évolutions de débits en fonction du nombre de pompe à chaleur en opération peuvent être représentés graphiquement en superposant la courbe du système sur la courbe caractéristique de la pompe tel que montré à la figure 4.2. Aux conditions nominales, toutes les pompes à chaleur sont en opération et le croisement entre la courbe caractéristique de la pompe et la courbe de système sera utilisée pour choisir la pompe de circulation. À ces conditions nominales, la colonne manométrique développée par la pompe, ΔP_t , est donnée par la perte de charge dans les pompes à chaleur, qui est

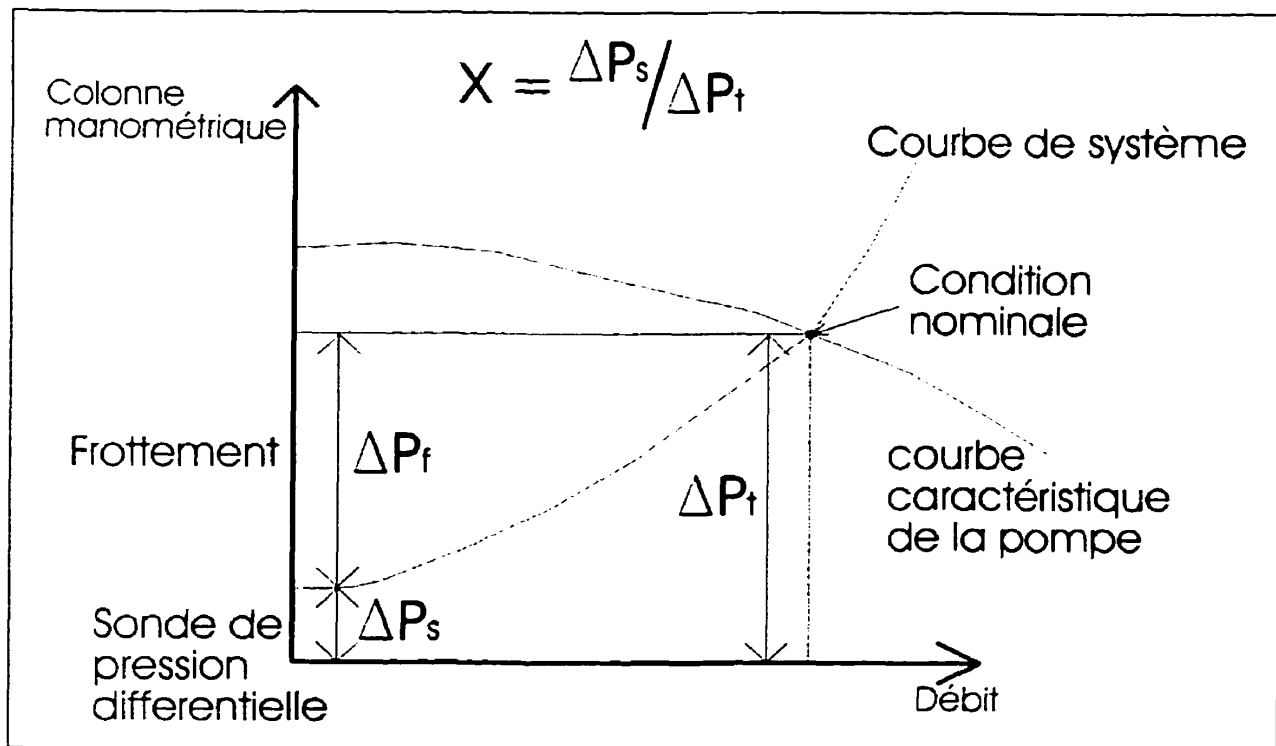


Figure 4.2 – Courbe du système étudié

généralement égale au point de consigne de la sonde de pression différentielle, ΔP_s , additionnée des pertes par friction dans la tuyauterie, ΔP_f . Au fur et à mesure que le nombre de pompe à chaleur en opération diminue, le débit requis diminue et le ΔP_f requis diminue. À la limite, lorsqu'il y a très peu de PAC en opération la courbe de système tend vers le point de consigne de la sonde de pression différentielle soit ΔP_s . Cette courbe de système est analogue à celle que l'on retrouve pour les systèmes ouverts possédant une hauteur statique.

La littérature comporte quelques articles (Hegberg, 1991; Rishel, 1991) sur le sujet des systèmes à débit variable dont une revue historique faite par Rishel (1995). Quelques livres examinent aussi le sujet (Rishel, 1996; Cheremisinoff and Cheremisinoff, 1992). Finalement, Bernier et Bourret (1998) ont quantifié l'efficacité globale ainsi que la puissance requise à l'entrée d'un groupe EFV-Pompe pour des systèmes fermés.

Il est à noter que la méthode des courbes adimensionnelles présentée dans ce chapitre a fait l'objet d'une publication (Bernier et Lemire, 1999). De plus, la modélisation de cette méthode pour le logiciel TRNSYS a aussi fait l'objet d'une publication pour le deuxième séminaire des utilisateurs francophones de TRNSYS (Lemire et Bernier, 1999b).

4.3 Puissance de Pompage

Comme le montre la figure 4.3, quatre paliers de puissance peuvent être évalués dans un groupe EFV-Pompe soient la puissance théorique à fournir au fluide (P_f), la puissance

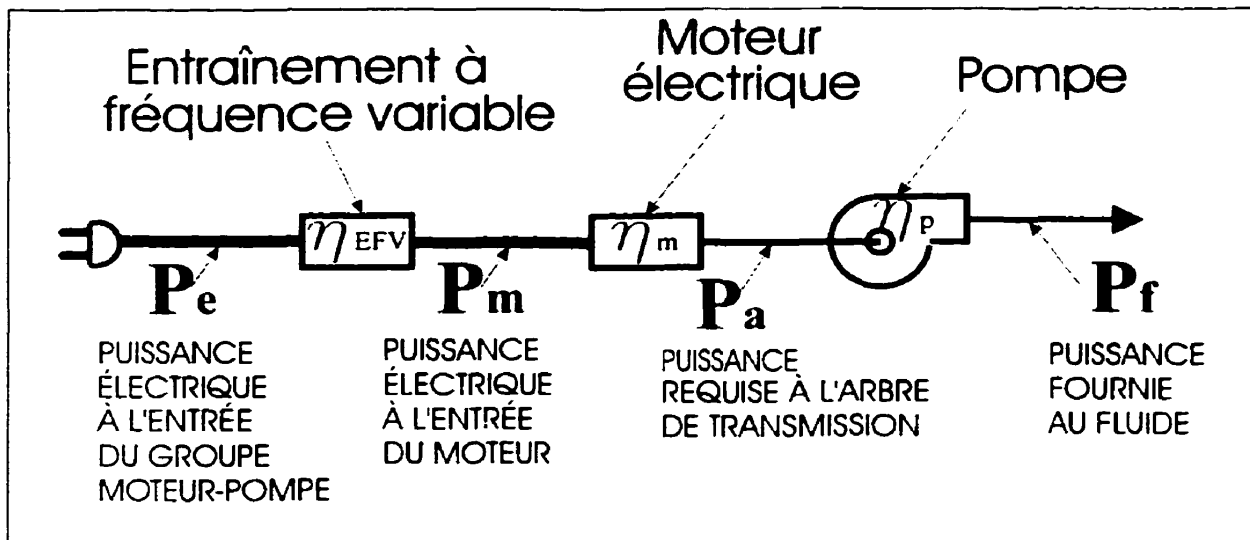


Figure 4.3 – Représentation des différents paliers de puissance d'un groupe EFV-Pompe

fournie à l'arbre de la pompe (P_a), la puissance électrique fournie au moteur (P_m) ainsi que la puissance électrique totale à fournir à l'entrée du groupe (P_e). La puissance électrique totale à l'entrée d'un groupe EFV-Pompe est donnée par l'équation suivante :

$$P_e = \frac{P_f}{\eta_p \times \eta_m \times \eta_{EFV}} \quad (4.1)$$

Le dénominateur de l'équation 4.1 représente le rendement du « fil à l'eau » du groupe pompe-moteur-EFV. Il est formé des rendements individuels de la pompe, du moteur et

de l'entraînement à fréquence variable. La puissance théorique de pompage (P_t) est donnée par l'équation suivante :

$$P_r = \frac{Q \times H \times SG}{102} \quad (4.2)$$

Dans cette équation, P_r est en kW, Q est le débit volumétrique du fluide en L/s, H est la hauteur manométrique développée en m de fluide et SG est la densité relative du fluide pompé. Le dénominateur est un facteur de conversion.

La valeur de η_p est propre à chaque pompe et dépend du débit volumétrique. La partie supérieure de la figure 4.4 montre une courbe typique représentant la valeur de η_p en fonction du débit. Les pompes de grande capacité ont des rendements de fonctionnement élevés (environ 85% au point d'efficacité maximale « BEP ») tandis que des pompes de moindre capacité seront moins efficaces (environ 55% au BEP). Sur cette même figure on remarque que les courbes caractéristiques des pompes se classent selon deux catégories soit des pompes à courbe plate et à courbe abrupte.

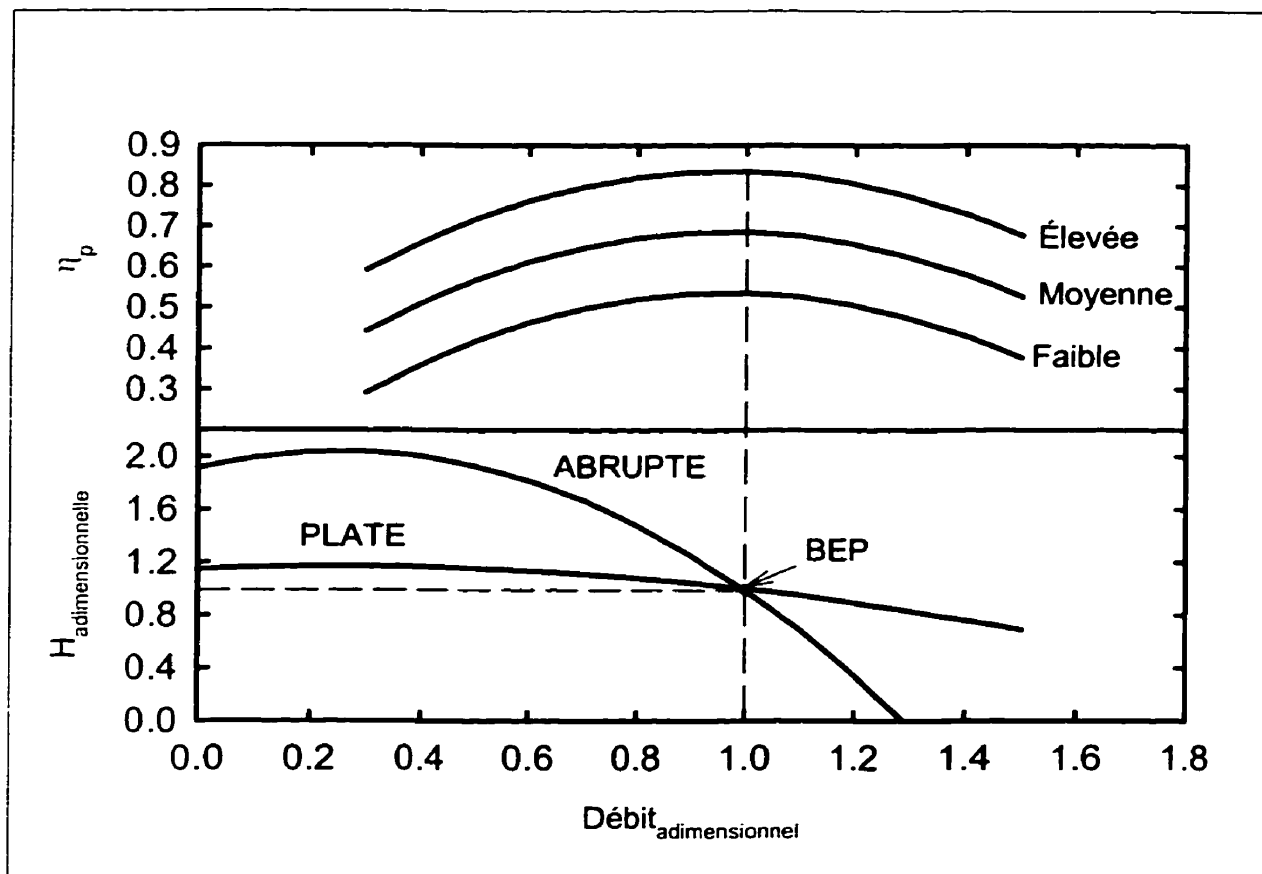


Figure 4.4 – Courbes des caractéristiques (bas) et des efficacités (haut) des pompes.

La figure 4.5 donne les valeurs de η_m en fonction du rapport de charge (Puissance actuelle/Puissance nominale). Cette courbe correspond à la courbe des moteurs électriques à haut rendement présentée dans ASHRAE (Equipment Handbook, 1996) et est similaire aux informations fournies dans d'autres publications (Gould, 1979; Stebbins, 1996; Hydro-Québec, 1993). Comme le démontre la figure 4.5, l'efficacité d'un moteur électrique à haut rendement est presque constante pour une opération au dessus d'un rapport de charge de 50%. Par contre, cette efficacité chute considérablement pour des rapports de charge de moins de 25%. La figure 4.5 montre aussi la courbe des valeurs

d'efficacité de l'entraînement à fréquence variable à haut rendement (Hydro-Québec, 1993; ASHRAE, 1996) en fonction du rapport de vitesse (vitesse de rotation actuelle/vitesse de rotation nominale). Il est à noter que l'efficacité d'un entraînement à fréquence variable est légèrement inférieure à 100% quand le rapport de vitesse est de 100%.

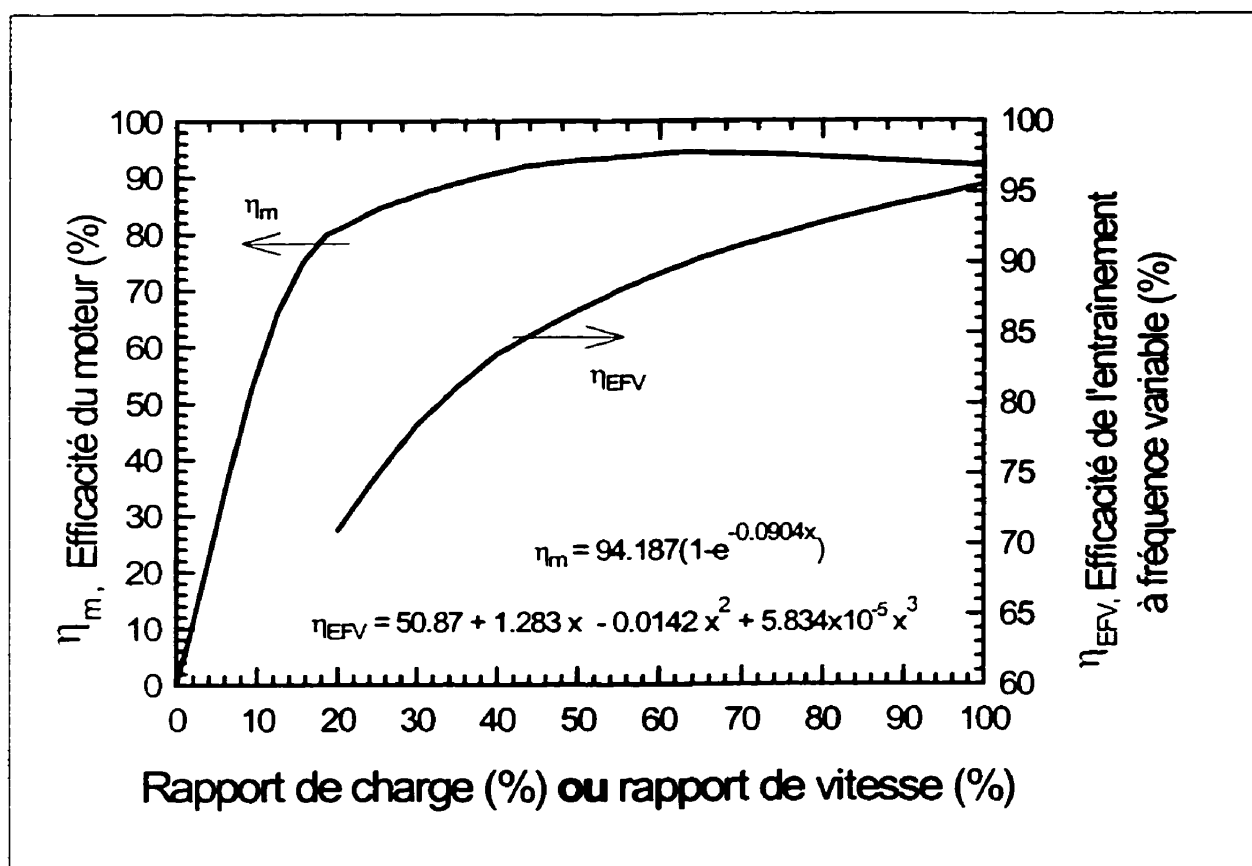


Figure 4.5 – Efficacités des moteurs et EFV à haut rendement en fonction du rapport de charge en % (moteur) ou du rapport de vitesse en % (EFV)

Une fois que la pompe, le moteur et l'entraînement à fréquence variable sont choisis, la détermination de P_e est une formalité lorsque la pompe opère aux conditions nominales d'opération. Cependant, lorsqu'un système se comporte comme le montre la figure 4.6,

la détermination de P_e à débit réduit nécessite un processus de calcul itératif parce que le débit et la perte de charge du circuit n'obéissent plus aux lois des pompes (Wood, 1987). Un calcul détaillé pour déterminer P_e aux conditions nominales d'opération et à débit réduit est présenté en première partie de l'annexe C. Ce calcul est basé sur les données de la figure 4.6.

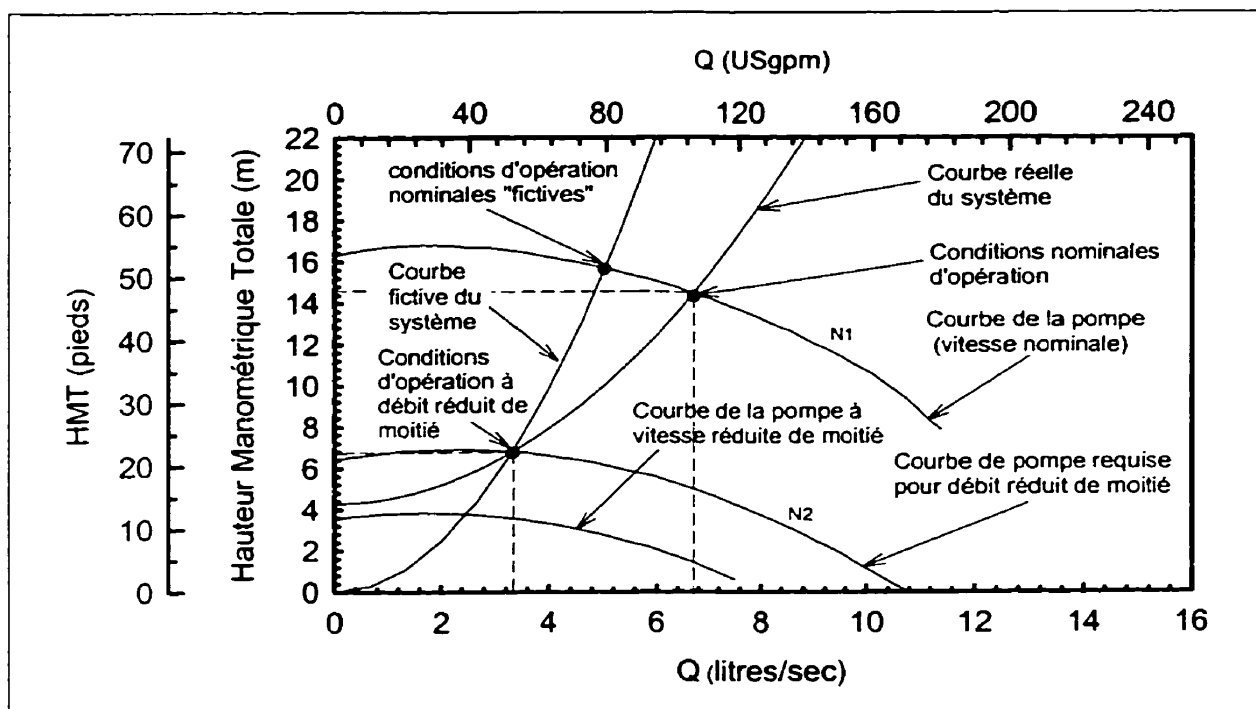


Figure 4.6 – Courbes de la pompe et du système utilisé pour l'exemple.

4.4 Courbes adimensionnelles de Puissance

Le calcul de P_e à débit réduit est long et fastidieux. C'est pourquoi des courbes adimensionnelles de puissance en fonction du débit (adimensionnel) ont été construites et

sont présentées dans cette section. Celles-ci sont calculées pour deux types de courbes de performances de la pompe (plate et abrupte) ainsi que pour différentes valeurs du rapport $\Delta P_s/\Delta P_t$ (i.e. point de consigne de la sonde de pression différentielle sur la perte de charge totale du système aux conditions nominales d'opération) et du rendement η_p . Cette section décrit donc comment ces courbes sont déterminées. Cette détermination repose sur certaines hypothèses :

- 1.- Le système étudié est composé d'un circuit à retour renversé conçu de façon à ce que la perte de charge soit identique dans chaque circuit parallèle. Ce genre de circuit possède une courbe de système similaire à celle présentée sur la figure 4.2 où ΔP_s et ΔP_t représentent, respectivement, le point de consigne de la sonde de pression différentielle et la perte de charge totale dans le système aux conditions nominales d'opération.
- 2.- Les pompes opèrent à leur point d'efficacité maximum (BEP) aux conditions nominales d'opération.
- 3.- La variation de l'efficacité de la pompe (η_p) en fonction du débit correspond aux courbes présentées à la figure 4.4.
- 4.- Les variations d'efficacité du moteur électrique (η_m) et de l'entraînement à fréquence variable (η_{EFV}) correspondent aux courbes présentées à la figure 4.5.
- 5.- La puissance du moteur électrique correspond à la puissance requise à l'arbre (P_{arbre}) aux conditions nominales d'opération. Autrement dit, le moteur n'est pas surdimensionné.

6.- Il y a deux types de courbe caractéristique des pompes (plate et abrupte). Ces courbes sont représentées par les équations adimensionnelles suivantes :

$$\text{(plate)} \quad \text{HMT}_{\text{nd}}^{\text{p}} = 1.15 + 0.169\dot{Q}_{\text{nd}} - 0.318\dot{Q}_{\text{nd}}^2 \quad (4.3)$$

$$\text{(abrupte)} \quad \text{HMT}_{\text{nd}}^{\text{p}} = 1.91 + 0.995\dot{Q}_{\text{nd}} - 1.920\dot{Q}_{\text{nd}}^2 \quad (4.4)$$

où $\text{HMT}_{\text{nd}}^{\text{p}}$ est la hauteur manométrique totale adimensionnelle fournie par la pompe et \dot{Q}_{nd} est le débit adimensionnel. Ces équations sont obtenues à l'aide de courbes de performances d'un fabricant de pompe reconnu dans le domaine. Ces deux courbes sont présentées dans la partie inférieure de la figure 4.4. On constate bien sur cette figure que $\text{HMT}_{\text{nd}}^{\text{p}}$ est égal à 1 quand \dot{Q}_{nd} est égal à 1.

De plus, une courbe adimensionnelle de la perte de charge du système étudié en fonction du débit adimensionnel est requise. La forme de celle-ci est :

$$\text{HMT}_{\text{nd}}^{\text{s}} = X + (1 - X)\dot{Q}_{\text{nd}}^2 \quad (4.5)$$

où $\text{HMT}_{\text{nd}}^{\text{s}}$ est la hauteur manométrique totale adimensionnelle du système et X est le rapport entre le point de consigne de la sonde de pression différentielle et la perte de charge totale du système aux conditions nominales d'opération ($\Delta P_s / \Delta P_t$).

L'objectif est donc d'obtenir des courbes adimensionnelles universelles pour P_c en fonction du débit. Ces courbes doivent tenir compte des différents paliers d'efficacité d'un groupe EFV-Pompe et doivent pouvoir être utilisées avec tous les systèmes. De plus, puisque la valeur de la puissance requise à l'arbre aux conditions nominales d'opération ($P_{\text{arbre,nominale}}$) est une valeur connue, il est facile de rendre P_c adimensionnel en le divisant par $P_{\text{arbre,nominale}}$. Pour obtenir les courbes de $P_c/P_{\text{arbre,nominale}}$ en fonction de \dot{Q}_{nd} , la procédure décrite à l'annexe C est utilisée et résolu itérativement avec un logiciel de résolution d'équations (EES, 1998).

La figure 4.7 montre les résultats obtenus avec $X=0.3$ et avec une pompe d'efficacité moyenne. Comme le montre cette figure, la courbe de $P_c/P_{\text{arbre,nominale}}$ est légèrement au dessus de 1.0 pour \dot{Q}_{nd} égal 1.0 (conditions nominales d'opération). Ceci est simplement dû au fait que η_m et η_{EFV} ne sont pas égal à 100% aux conditions nominales d'opération. La courbe de $P_c/P_{\text{arbre,nominale}}$ chute assez abruptement au début pour ensuite atteindre un plateau à faibles débits. La raison d'un tel comportement peut être trouvée en regardant l'ensemble des différents paliers d'efficacité du groupe EFV-Pompe. Comme le montre la figure 4.7, l'efficacité totale du groupe (ou le rendement du fil-à l'eau) chute considérablement lorsque le débit descend sous 0.5. Conséquemment, la réduction de P_f , causée par la réduction de HMT et de \dot{Q} , est annihilée par la chute de l'efficacité totale.

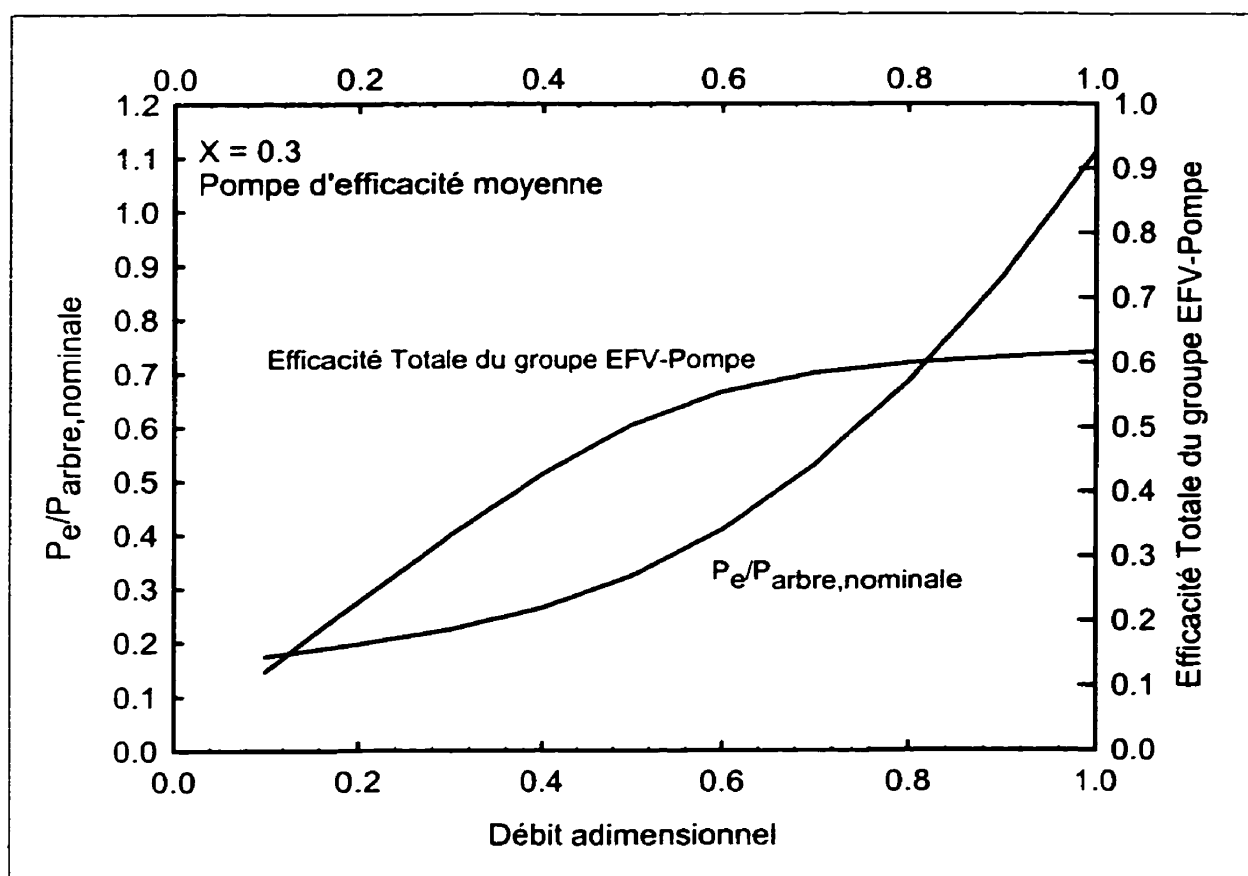


Figure 4.7 – Variation de $P_e/P_{\text{arbre,nominale}}$ et de l'efficacité totale du groupe pour une pompe d'efficacité moyenne et $X=0.3$.

La figure 4.8 a été tracée afin de montrer l'effet de X et de l'efficacité de la pompe (η_p) sur les valeurs de $P_e/P_{\text{arbre,nominale}}$. Il est intéressant de noter que pour des débits adimensionnels de plus de 0.7, la valeur de $P_e/P_{\text{arbre,nominale}}$ est indépendante de η_p pour toutes les valeurs de X . Cependant, il est important de mentionner que même si $P_e/P_{\text{arbre,nominale}}$ est indépendant de η_p , la valeur absolue de P_e dépendra de l'efficacité de la pompe car $P_{\text{arbre,nominale}}$ variera selon les différents rendements de celle-ci. Par contre, plus le débit adimensionnel est réduit plus l'efficacité de la pompe affecte la valeur de $P_e/P_{\text{arbre,nominale}}$; ceci est particulièrement applicable lorsque X est grand. Ce

comportement peut-être expliqué par la figure 4.9 où les courbes de systèmes pour $X=0.1$ et $X=0.9$ sont superposées à la courbe de performance de la pompe (point A). De plus, deux courbes de systèmes fictives sont représentées afin d'obtenir des points d'opérations sur la courbe de la pompe pour un débit adimensionnel réduit de 0.5 (point B et C). On remarque que, pour $X=0.1$, la variation de l'efficacité de la pompe pour un débit réduit à 0.5 (point B) est marginale pour des pompes ayant des rendements faible, moyenne et élevé. Ceci s'illustre bien à l'aide de l'exemple suivant. Le rapport de $P_e/P_{\text{arbre,nominale}}$ est égal à :

$$\frac{P_e}{P_{\text{arbre,no min le}}} = \frac{\frac{P_{\text{theo,Q=0.5}}}{\eta_{p,Q=0.5} \times \eta_m \times \eta_{\text{EFV}}}}{\frac{P_{\text{theo,no min ale}}}{\eta_{p,no min ale}}} \quad (4.6)$$

Puisque $\eta_{p,Q=0.5}$ et $\eta_{p,nominal}$ sont presque identiques, il n'est pas surprenant de voir que $P_e/P_{\text{arbre,nominale}}$ est indépendant de l'efficacité de la pompe. Par contre, pour $X=0.9$ (point C), la variation de l'efficacité de la pompe est vraiment dépendante du type de pompe utilisée (efficacité faible, moyenne ou élevée). Cette variation est de 12% pour une pompe d'efficacité élevée alors qu'elle est de 20% pour une pompe à faible efficacité.

Comme l'indique la figure 4.8, la valeur de $P_e/P_{\text{arbre,nominale}}$ atteint un plateau pour de faibles valeurs de X indiquant ainsi que les économies d'énergie sur le pompage ne sont plus possibles en deçà d'un certain débit. Par exemple, pour $X=0.1$, cette valeur est de $\dot{Q}_{nd}=0.2$.

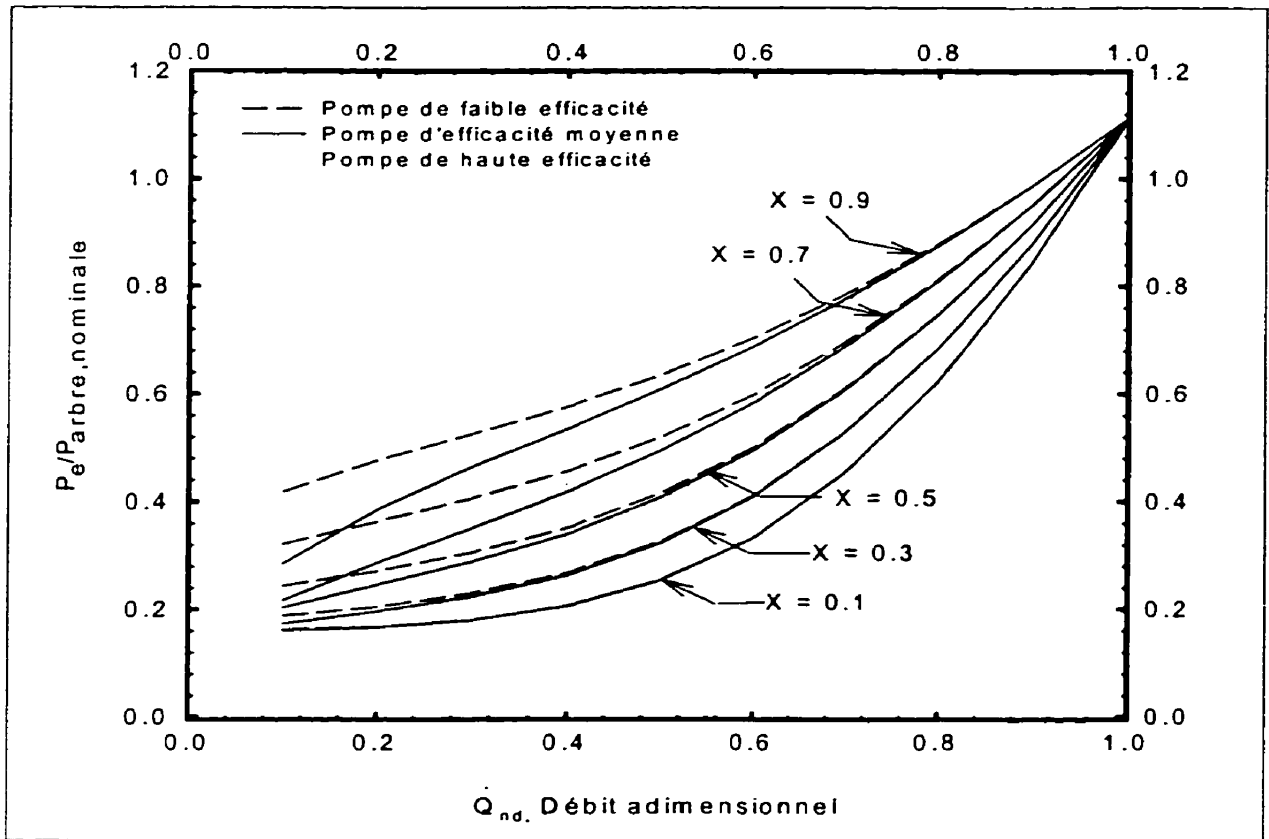


Figure 4.8 – Courbes de $P_e/P_{\text{arbre,nominale}}$ pour différentes valeurs de X .

Une régression linéaire est appliquée aux courbes présentées à la figure 4.8. L'équation résultante pour $P_e/P_{\text{arbre,nominale}}$ en fonction de \dot{Q}_{nd} et de X pour une pompe d'efficacité moyenne est présentée dans la deuxième partie de l'annexe C.

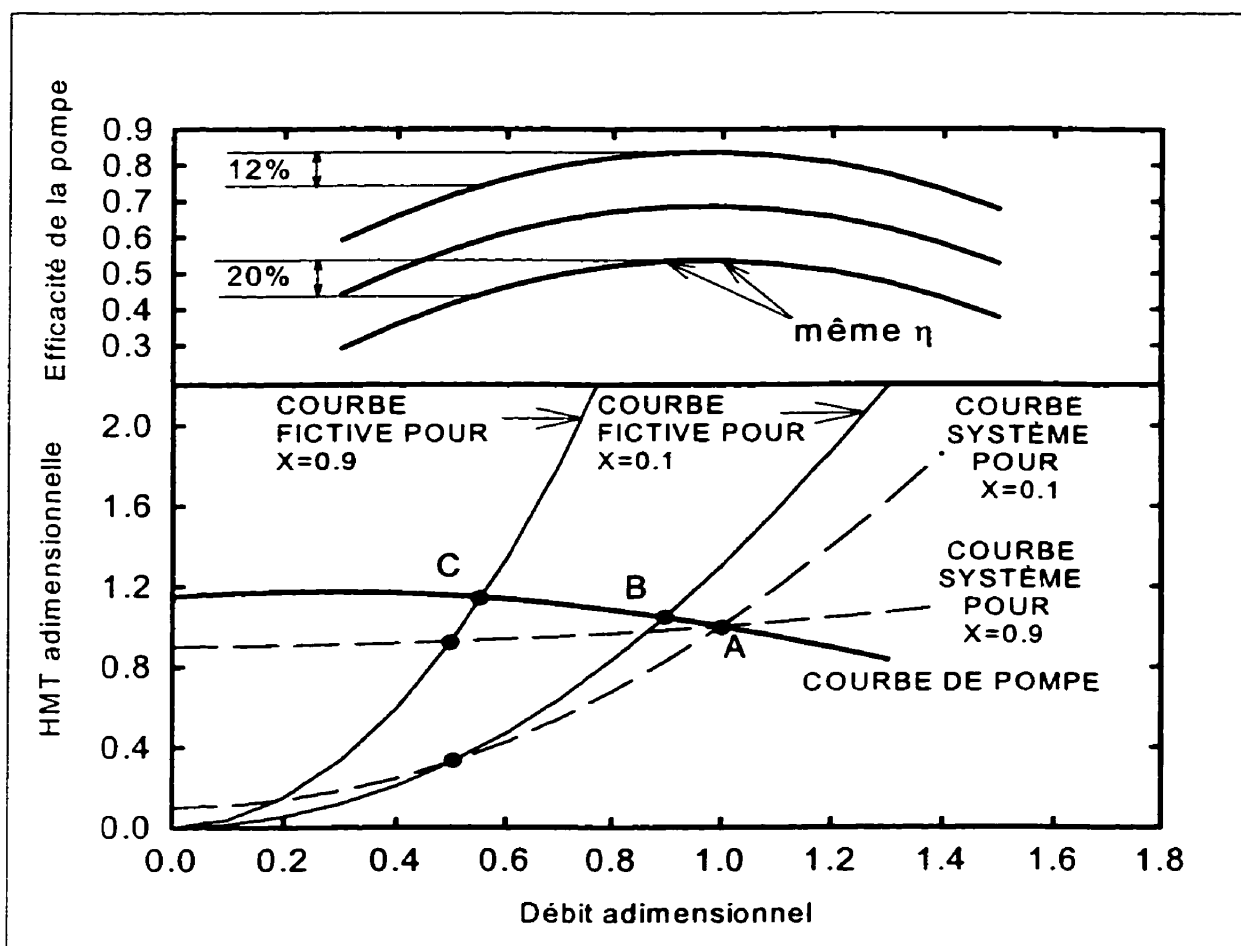


Figure 4.9 – Variation de l'efficacité de la pompe pour $X=0,1$ et $X=0,9$ quand le débit est réduit de moitié.

Jusqu'à maintenant, les résultats ont été présentés en utilisant une courbe caractéristique de la pompe qui est plate. La figure 4.10 présente la valeur de $P_c/P_{\text{arbre,nominale}}$ en fonction du débit adimensionnel pour des pompes ayant des courbes caractéristiques plate et abrupte pour $X=0,1$ et $X=0,9$. On remarque que l'influence du type de courbe de performance est négligeable pour $X=0,1$ alors qu'elle est marginale pour $X=0,9$. Ces différences peuvent être expliquées de façon similaire à celles présentées en relation avec la figure 4.9.

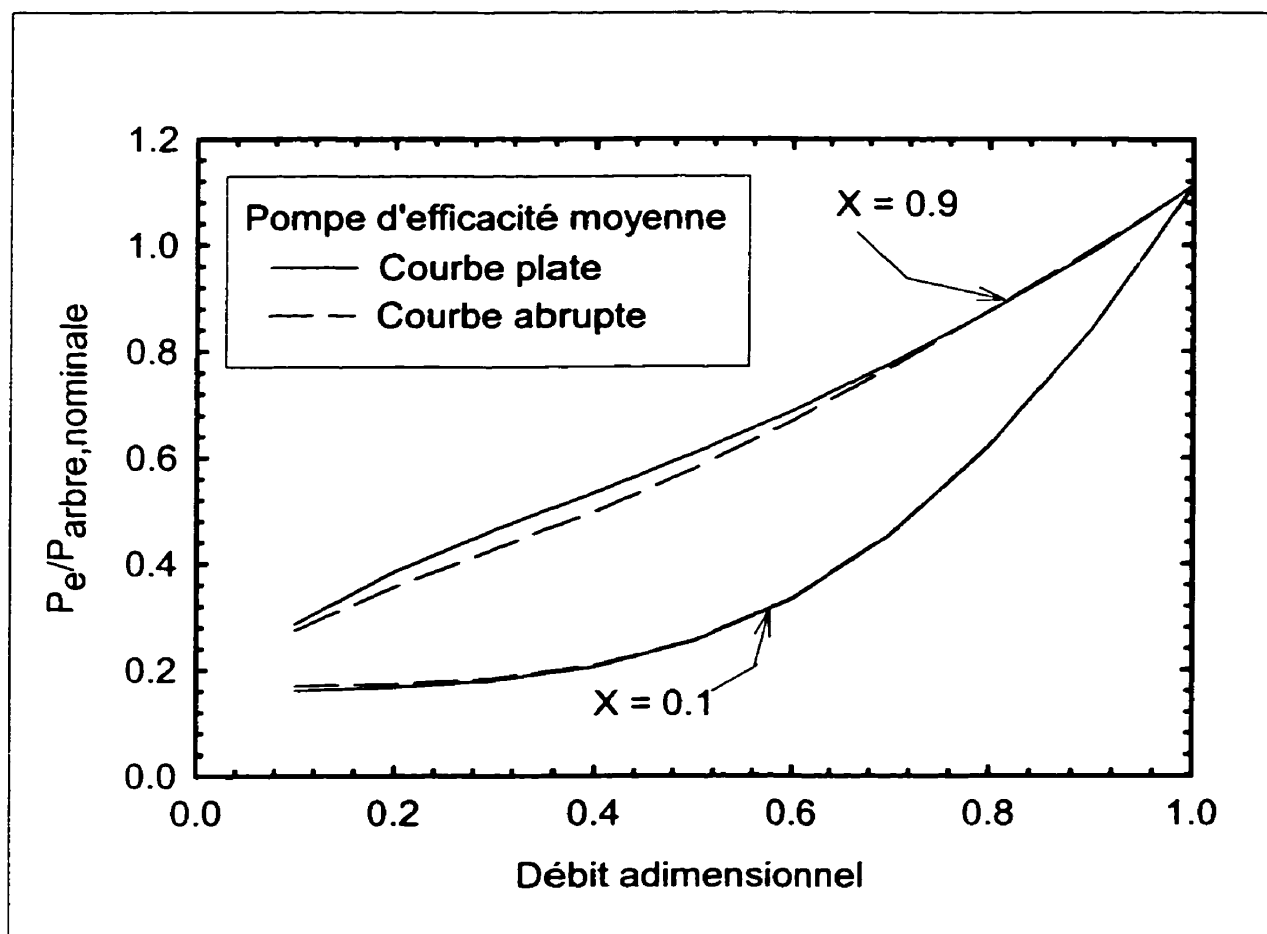


Figure 4.10 – Effet du type de courbe caractéristique de la pompe.

4.5 Application

Pour démontrer l'utilité de la figure 4.8, une application est effectuée dans cette section. Celle-ci consiste à calculer la valeur de P_e en fonction du nombre de pompes à chaleur en opération pour un système similaire à celui présenté à la figure 4.1 comportant 10 pompes à chaleur identiques. Le débit nominal est de 6,65 L/s, la sonde de pression différentielle est réglée à 4,3 m tandis que la hauteur manométrique totale produite par le

système aux conditions nominales d'opération est de 14,3 m. Une pompe à profil caractéristique plat et ayant une efficacité moyenne est sélectionnée.

La courbe du système pour cette application est celle illustrée à la figure 4.6. C'est d'ailleurs cette courbe qui est utilisée pour l'exemple de l'annexe C. La valeur de $P_{\text{arbre,nominale}}$ est de 1,37 kW et $X=0,3$ (4,3/14,3). À l'aide de ces valeurs et de la corrélation présentée à l'annexe C (ou en utilisant la figure 4.8), la valeur de P_c est calculée en fonction du nombre de pompes à chaleur en opération (figure 4.11).

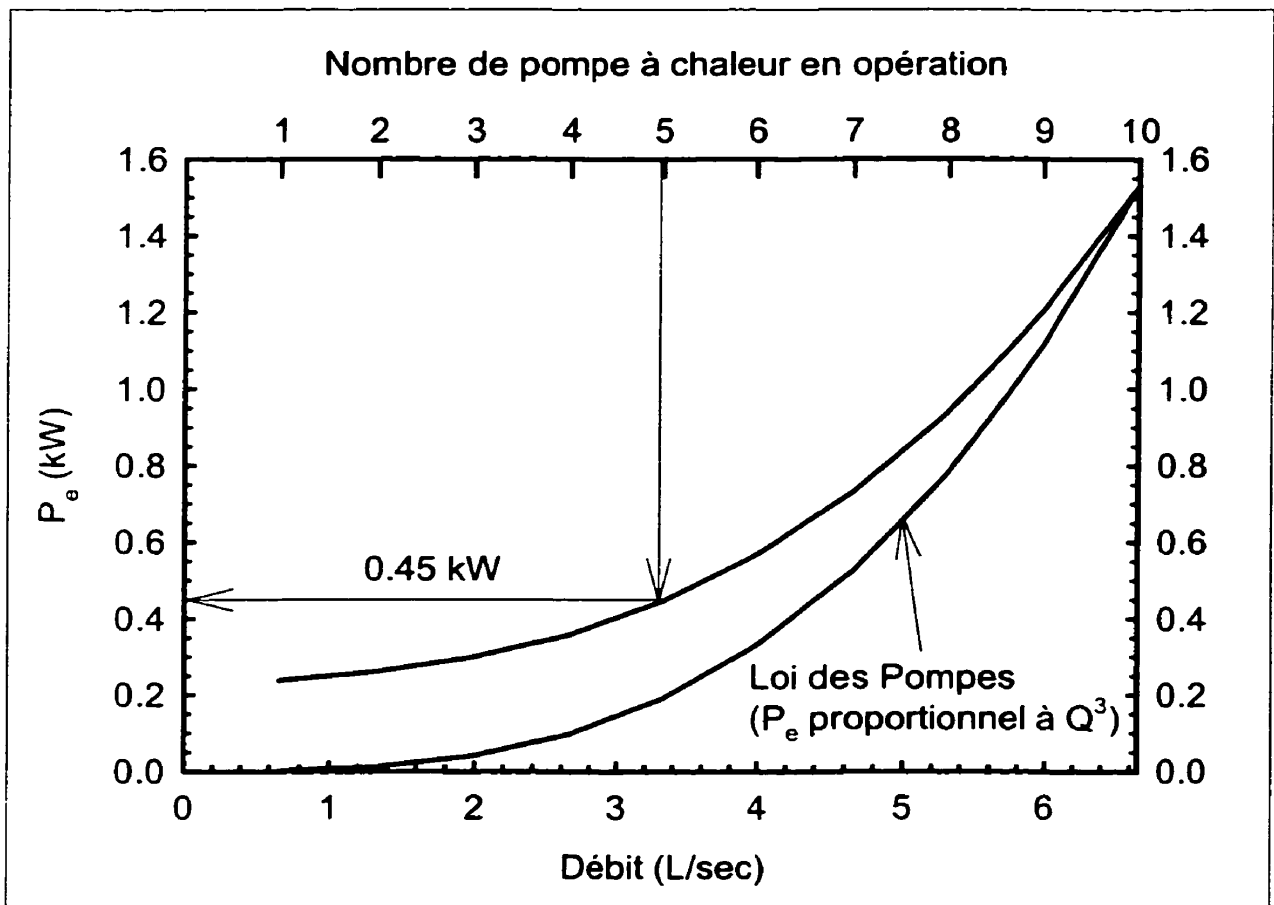


Figure 4.11 – Variation de P_c en fonction du nombre de pompe à chaleur en opération.

On peut remarquer que lorsque 5 pompes à chaleur sont en opération, P_c est égal à 0,45 kW ce qui dépasse largement la valeur qu'aurait prédit la loi des pompes classique (i.e., que la puissance est proportionnelle au cube du débit). Cet exemple démontre donc que la technique présentée ici peut prédire l'énergie requise à l'entrée d'un groupe EFV-Pompe pour n'importe quel débit en ne connaissant qu'un seul paramètre : la puissance à l'arbre aux conditions nominales d'opération. De plus, puisque ces courbes sont adimensionnelles, elles peuvent être utilisées pour n'importe quel projet tant que les hypothèses émises à la section 4.3 sont respectées. La section suivante décrit l'implantation de cette technique dans TRNSYS afin de simuler un groupe Pompe-moteur-EFV.

4.6 Modélisation dans TRNSYS

Puisque la bibliothèque de TRNSYS ne comporte pas de module pour un groupe de pompage couplé à un entraînement à fréquence variable, un nouveau type est créé afin de palier à cette lacune. De plus, le recours à ce genre de modèle est essentiel afin de déterminer les puissances requises au groupe EFV-Pompe à débit réduit car la présente étude considère l'utilité et l'efficacité des systèmes à débit variable.

4.6.1 Type 199 : Groupe EFV-Pompe adimensionnel

Ce modèle est basé sur la théorie énoncée dans les sections précédentes et principalement sur l'équation fournie à l'annexe C (équation C.5). Il est construit de façon très simple et nécessite l'entrée des conditions nominales d'opération soient le débit et la hauteur manométrique totale. De plus, le modèle requiert la valeur du rapport X, de l'efficacité de la pompe au point d'efficacité maximum (BEP) ainsi que la masse volumique du fluide utilisé afin de pouvoir en calculer la densité relative. Le tableau 4.1 résume les variables utilisées par le TYPE 199. Un paramètre est aussi ajouté pour considérer la présence ou non d'un entraînement à fréquence variable. La raison de ce paramètre est bien simple, si le module est utilisé pour simuler un système et que l'utilisateur veut simplement voir l'impact de l'utilisation d'un entraînement à fréquence variable sans avoir à modifier son système, il n'a qu'à changer ce paramètre et refaire la simulation. L'influence de ce paramètre ne se manifeste que sur l'efficacité de l'EFV. En effet, comme précisé

Tableau 4.1 – Paramètres, entrées et sorties du TYPE 199: Groupe EFV-Pompe adimensionnel

	Entrées		Sorties
1	Débit nominal	1	Débit actuel
2	Hauteur manométrique totale nominale		Puissance à l'entrée du groupe
3	Rapport X		
4	Efficacité de la pompe au BEP		
5	Masse volumique du fluide		
6	Présence ou non d'un EFV		

précédemment, η_{EFV} n'est pas égal à 1,0 lorsque le rapport des vitesses est de 100% mais plutôt de 0,955. Il faut donc en tenir compte lorsqu'on veut obtenir la valeur de P_e pour un système ne possédant pas d'entraînement à fréquence variable.

De plus, ce modèle ne nécessite qu'une seule entrée soit le débit d'opération pour chaque pas de temps simulée tandis que la seule sortie de ce module est P_e pour ce même pas de temps.

CHAPITRE V

MODÉLISATION DU SYSTÈME COMPLET SOUS TRNSYS

5.1 Généralités

Pour cette étude, le logiciel TRNSYS⁶ version 14.2 équipé de l'interface IISibat⁷ version II a été utilisé. Ce programme modulaire de simulation a tout d'abord été créé pour simuler des systèmes solaires. De nos jours, il est de plus en plus utilisé pour simuler des systèmes thermiques de tous genres. Sa facilité d'utilisation et sa flexibilité font de ce logiciel un outil de simulation très puissant. Son architecture ouverte confère à l'utilisateur la possibilité de modifier le code source en FORTRAN. De plus, sa programmation orientée objet, grâce à l'interface IISiBat, permet une bonne visualisation du système simulé. Le logiciel permet à l'utilisateur de choisir des constituantes du système à partir d'une bibliothèque de composantes déjà écrites ou d'en créer de nouvelles.

⁶ TRNSYS, *A Transient System Simulation Program*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, USA.

⁷ *Interface Intelligent pour la Simulation de Bâtiment*, Centre Scientifique et Technique des Bâtiments, Sophia-Antipolis, France.

Une explication succincte sur l'architecture des modules et sur le fonctionnement de TRNSYS a été donnée au premier chapitre. Le présent chapitre est consacré à des explications plus détaillées du système complet.

Un système peut être représenté en assemblant plusieurs modules dans une fenêtre du programme IISibat tel que montré à la figure 5.1 où quelques composantes d'un système géothermique sont présentées. Chaque icône représente un module. Les liens entre chacun des modules représentent schématiquement le cheminement de l'information entre les différents modules.

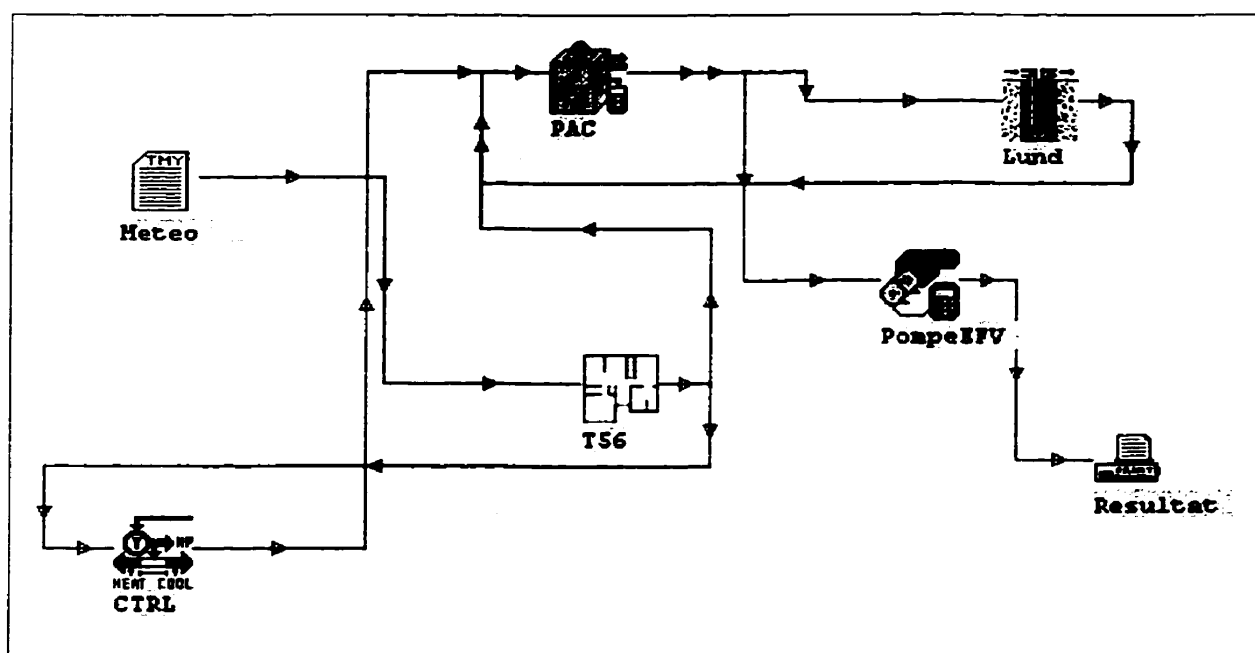


Figure 5.1 – Exemple simplifié de la représentation d'un système dans IISibat

Ainsi, en prenant exemple sur la figure 5.1, on remarque que l'icône T56, qui modélise un bâtiment, est relié à un autre module (icône CTRL). Le module T56 détermine les

gains thermiques du bâtiment pour le pas de temps considéré et il peut ensuite transmettre l'information à l'icône CTRL. Celui-ci analyse la température et donne au module de la pompe à chaleur un signal lui indiquant si elle doit entrer en opération. L'effet produit par le fonctionnement de la pompe à chaleur est ensuite ressenti par le bâtiment, d'où le lien entre les modules PAC et T56. De plus, la performance de la pompe à chaleur dépend de la température de l'eau dans la boucle d'eau mitigée. C'est pourquoi un lien existe entre le module de l'échangeur dans le sol (icône Lund) et la pompe à chaleur. En utilisant cette température de l'eau et les performances de la pompe à chaleur, le module PAC calculera la température d'eau à la sortie. Cette température est relayée à l'icône Lund afin que celui-ci détermine l'échange thermique se déroulant dans le sol ainsi que la nouvelle température de sortie du sol. L'icône PAC est aussi relié au module simulant les performances d'un groupe EFV-Pompe afin de calculer la consommation énergétique de la pompe de circulation selon le débit fourni à la pompe à chaleur.

Un lien entre deux icônes représente le passage de plusieurs informations tel que montrée à la figure 5.2. Dans cet exemple, le débit et la température du fluide sortant ainsi que le temps d'opération sont transmis de la pompe à chaleur vers le mélangeur.

Lorsque l'assemblage des composantes est terminé dans IISibat, il est possible de simuler le système. IISibat transmet alors l'information à TRNSYS pour effectuer les calculs reliés à la simulation du système. Ensuite TRNSYS résout les équations algébriques et

différentielles de l'ensemble des modules. La solution de ce système d'équations est évalué selon la méthode d'Euler modifiée.

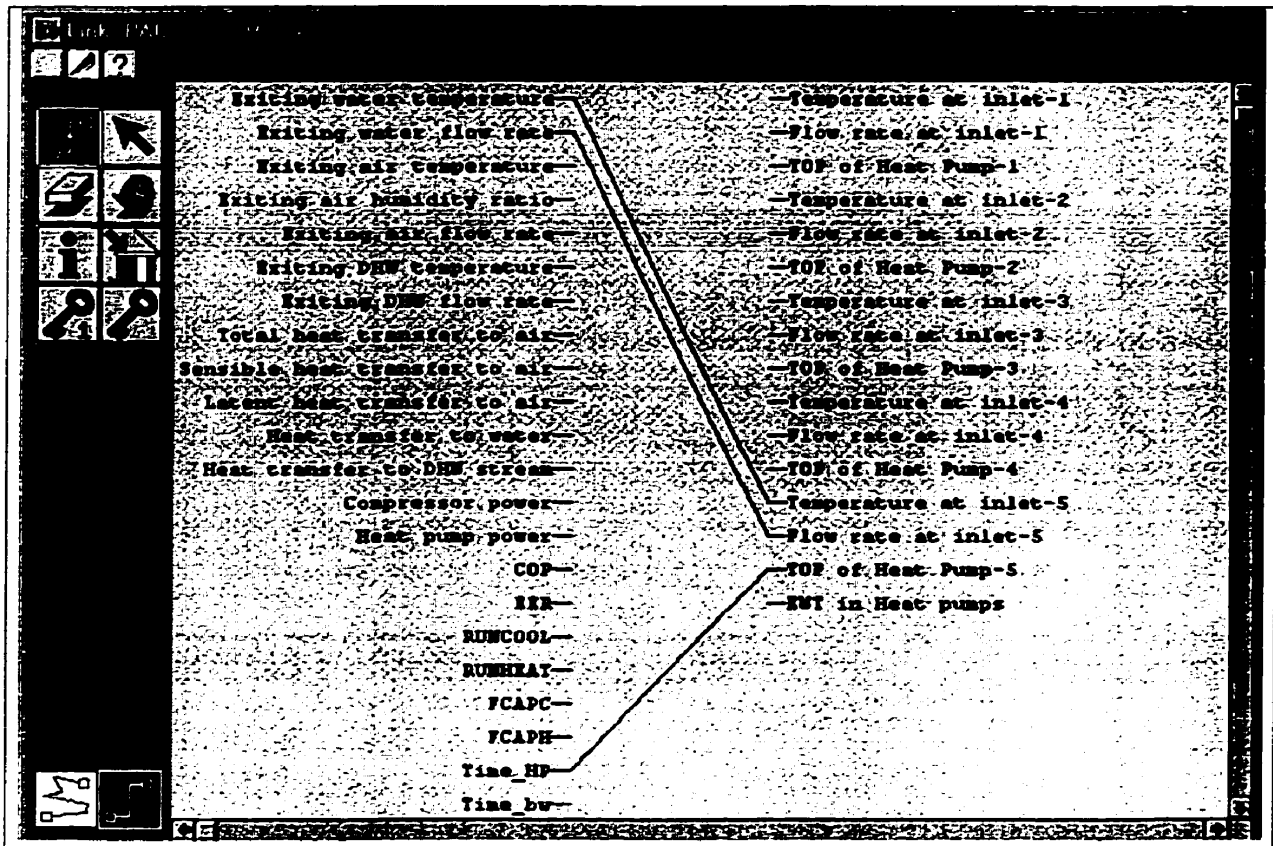


Figure 5.2 – Exemple de fenêtre de spécification dans IISiBat.

À chaque pas de temps, le système d'équations est résolu jusqu'à convergence à l'aide de plusieurs itérations. À chaque itération le logiciel calcule la valeur de toutes les sorties de chaque module en fonction des paramètres et des entrées. La convergence est atteinte lorsque la variation relative de toutes les sorties est inférieure à 0,01 ou qu'un nombre maximum d'itération aie été atteint. Le nombre d'itération maximum est un paramètre que l'usager peut changer tout comme le critère de convergence. Il faut cependant être prudent avec le critère de convergence. En effet, un critère de convergence trop stricte

peut pousser le système à osciller tandis qu'un critère trop généreux peut entraîner des résultats erronés.

5.2 Système géothermique dans TRNSYS

La figure 5.3 montre un système géothermique complet tel qu'illustré dans IISibat. À la base du système, il y a le module représentant le bâtiment (icône Office_1). Celui-ci est relié aux icônes des conditions météorologiques (Montréal, Vertical, Horizon, Skytemp). Les données météorologiques heure par heure pour une année complète sont lues dans un fichier à l'aide d'un module de lecture (icône Montreal). Celui-ci peut fournir certaines

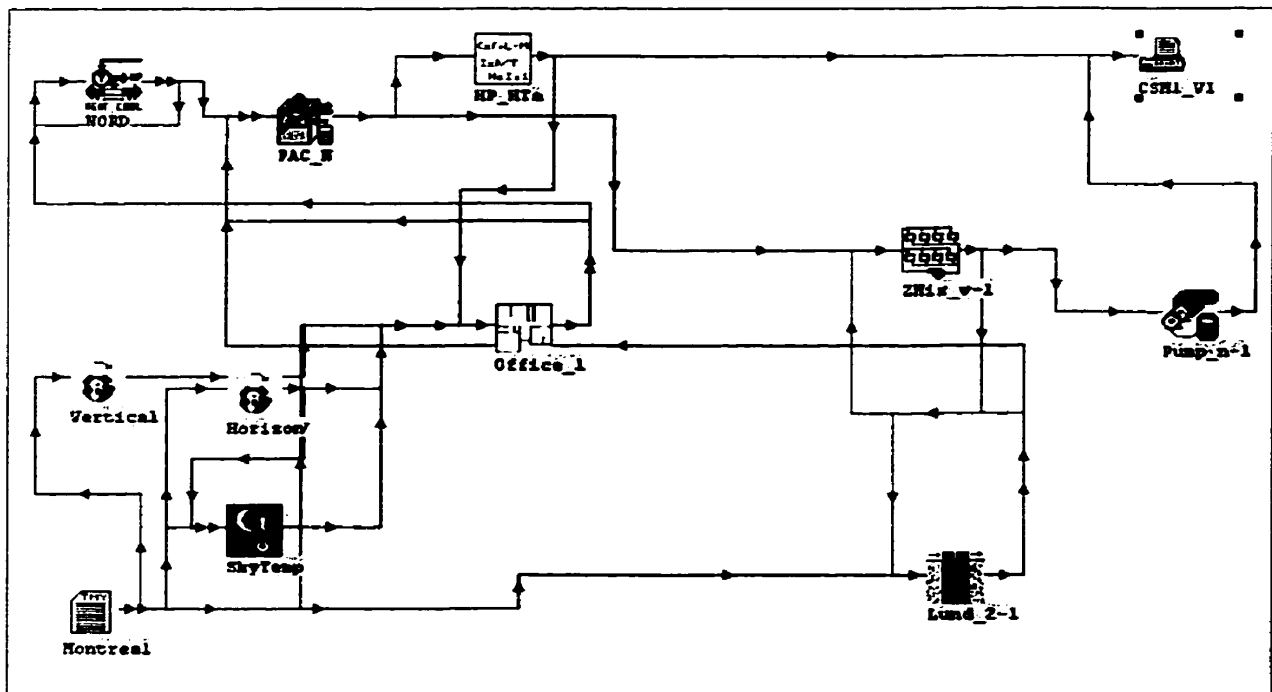


Figure 5.3 – Système géothermique complet montré dans une fenêtre d'assemblage IISiBat

informations directement au bâtiment. Par contre, certains autres renseignements requis par le bâtiment ne sont pas fournis par ce fichier. Il faut donc avoir recours à d'autres modules pour les obtenir. Ainsi, les modules vertical et horizon calculent le rayonnement solaire incident sur chacune des surfaces exposées du bâtiment. Ces valeurs calculées seront utilisées pour déterminer les gains thermiques. La température du bâtiment est régulée par un thermostat (icône NORD). Le fonctionnement du thermostat est expliqué en détail à la section 5.3.4.

Le module de pompe à chaleur requiert plusieurs informations pour fonctionner. En plus de recevoir un signal du thermostat, il doit avoir des informations sur la température de l'eau et de l'air. Le module PAC est donc relié à l'icône Lund_2-1 qui simule un échangeur à puits verticaux et donne la température de l'eau à la sortie de l'échangeur dans le sol. La température de l'air à l'entrée du module PAC est fournie par le module bâtiment. Le module simulant l'échange thermique reçoit de l'information de la pompe à chaleur en plus de lui en donner. En effet, la température de l'eau à la sortie de la pompe à chaleur est égale à la température de l'eau à l'entrée de l'échangeur. Cependant, cette dernière affirmation n'est vraie que dans le cas où une seule pompe à chaleur est présente dans la boucle. Le traitement du débit final et de la température à la sortie d'une boucle thermique incluant plusieurs pompes à chaleur est simulé à l'aide du modèle mélangeur de réseau (icône ZMix_v-1). Ce modèle n'est pas nécessaire lorsqu'une seule pompe à chaleur est présente (cas de la figure 5.3).

Pour sa part, le modèle de l'échangeur dans le sol a aussi besoin de connaître le débit qui sera circulé dans l'échangeur pour une heure donnée. Ce débit est fourni par la pompe à chaleur dans le cas illustré à la figure 5.3. Celui-ci est aussi requis par le module simulant le groupe EFV-Pompe (icône Pump_n-1) afin de déterminer la consommation énergétique de pompage.

Une fois tout ces modules assemblés, la simulation peut-être lancée. Les résultats sont imprimés dans un fichier de sortie (icône CSM1_v1).

5.3 Autres modules pertinents

Les principaux modules du système (pompe à chaleur, échangeur à puits verticaux et groupe EFV-Pompe) ont été décrits dans les chapitres précédents. Les sections suivantes décrivent succinctement les principes fondamentaux de quatre autres modules utilisés pour : i) le traitement météo ; ii) la modélisation du bâtiment ; iii) la modulation des pompes à chaleur; iv) le mélangeur de fluide. Certains de ces modules ont été directement puisés dans la bibliothèque de TRNSYS et leur description est très sommaire car ils sont présentés en détail dans le manuel de TRNSYS (SEL, 1996). C'est le cas pour le traitement météo et la modélisation du bâtiment. Les deux autres modules ont été créés pour les besoins spécifiques et leur description est beaucoup plus détaillée.

5.3.1 Traitement météo

L'utilité de ce module est de permettre à chaque module de TRNSYS de pouvoir bénéficier de données météorologiques sur une base horaire. Ce lecteur de données est spécialement adapté à la lecture de fichiers TMY (*Typical Meteorological Year*) disponibles commercialement. Ce module permet d'utiliser certaines valeurs météo dont la radiation solaire normale directe, la radiation solaire globale (direct + diffus) sur une surface horizontale, la température du bulbe sec, l'humidité relative ainsi que la vitesse et la direction du vent. Les données sur la radiation solaire normale directe et globale sont nécessaires pour analyser le rayonnement solaire.

5.3.2 Analyseur de rayonnement solaire

Ce module permet de calculer le rayonnement solaire incident sur une surface quelconque à partir de données du fichier TMY. Le module est donc très utile pour déterminer les gains solaires à l'intérieur du bâtiment. Les surfaces spécifiées sont souvent verticales (murs) ou horizontales (toits) et elles sont aussi spécifiées avec leur azimut solaire partant de 0° (sud) jusqu'à 360° en passant par 90° (ouest), 180° (nord) et 270° (est).

5.3.3 Bâtiment

Le comportement thermique d'un bâtiment est modélisé à l'aide du TYPE 56. Pour utiliser ce module dans TRNSYS, le pré-processeur BID (*Building Input Description*) doit être exécuté avant toute simulation. Ce dernier programme lit le fichier contenant la description du bâtiment à modéliser et génère 2 fichiers qui seront utilisés par le TYPE 56 pendant la simulation. Le fichier contenant la description du bâtiment peut être créé en utilisant un éditeur de texte ou en utilisant un programme interactif (PREBID).

Deux approches peuvent être utilisées pour modéliser les équipements CVC d'un bâtiment. Dans la première, dite du « bilan énergétique » (ou « energy rate » dans le jargon de TRNSYS), l'utilisateur n'a qu'à spécifier les points de consigne de chauffage et de climatisation de chaque zone et le module déterminera l'énergie requise pour maintenir ces conditions. Avec cette méthode un bilan énergétique pour chaque pas de temps est obtenu. Connaissant le rendement des appareils de chauffage et de climatisation il est alors possible d'évaluer la consommation énergétique. Cette méthode est appropriée pour estimer les charges de chauffage et de climatisation horaires mais elle ne permet pas d'obtenir un calcul détaillé et précis de la consommation énergétique puisque le bâtiment est découplé des équipements CVC et notamment de l'échangeur dans le sol. Ainsi, les changements de performance des pompes à chaleur causés par une variation de température du fluide caloporteur provenant du sol ne peuvent être considérés par la méthode du bilan énergétique.

L'utilisateur peut aussi avoir recours à la méthode dite du « niveau de température » (ou « temperature level » dans le jargon de TRNSYS). Cette dernière approche nécessite la modélisation du système CVC complet, y compris les organes de régulation, couplé au module du bâtiment. C'est donc dire que les sorties du modèle de bâtiment sont utilisées par les modules simulant le système CVC. Ces modules fournissent, à leur tour, leurs sorties au module du bâtiment qui les utilise pour déterminer les nouvelles valeurs numériques de ses variables. Cette méthode porte le nom de niveaux de température car c'est la température qui régie le fonctionnement des équipements mécaniques.

La méthode du niveau de température a été utilisée dans cette étude car elle permet une meilleure précision sur la prédiction de la consommation énergétique.

5.3.4 Contrôleur (thermostat) de pompe à chaleur

Suite à des simulations préliminaires, il s'est avéré que les températures prédites dans le bâtiment s'écartaient trop des points de consigne lorsque les charges étaient faibles. Ceci était dû au fait que le temps de fonctionnement des pompes à chaleur était soit zéro ou une heure puisqu'un thermostat tout ou rien était utilisé.

Tel que décrit à la section 2.3.2, une heure de fonctionnement de la pompe à chaleur peut hausser la température du bâtiment de façon considérable lorsque la charge est faible

faisant même cycler la pompe à chaleur entre le mode climatisation et le mode chauffage. Pour résoudre ce problème un nouveau thermostat a été élaboré pour permettre de fixer un temps d'opération compris entre 0 et 1 heure tout en gardant un pas de temps de 1 heure.

Le nouveau thermostat analyse la température de la zone provenant du modèle du bâtiment pour déterminer s'il doit demander à la pompe à chaleur de refroidir la zone, de la réchauffer ou tout simplement de ne rien lui fournir. Suite à la décision que communique le thermostat à la pompe à chaleur, celle-ci fournira ou retirera une certaine quantité d'énergie. Le module bâtiment calcule à nouveau la température intérieure en fonction de l'apport des pompes à chaleur et ainsi de suite jusqu'à convergence. Ainsi, il est possible de déterminer, sur une base horaire, le transfert thermique requis entre l'air et la pompe à chaleur afin de maintenir la zone à la température désirée. Connaissant la capacité de la pompe à chaleur, il est alors possible de déterminer le temps d'opération de la pompe à chaleur durant l'heure.

Ce thermostat a été conçu de toute pièce pour les besoins de la présente étude. Il agit à la fois en chauffage et en climatisation. L'algorithme de fonctionnement est montré à la figure 5.4 alors que les paramètres/entrées/sorties sont montrés à la figure 5.5. Tel que montré à la figure 5.5, les valeurs de T_{\min} , T_{\max} , BM_{clim} , BM_{chauf} , ε^+ , ε^- sont des paramètres du thermostat alors que le temps d'opération constitue la sortie principale du

module. Il est à noter que le temps d'opération initial lors de la première itération est fixé à 50% du pas de temps au début de la première itération de chaque pas de temps.

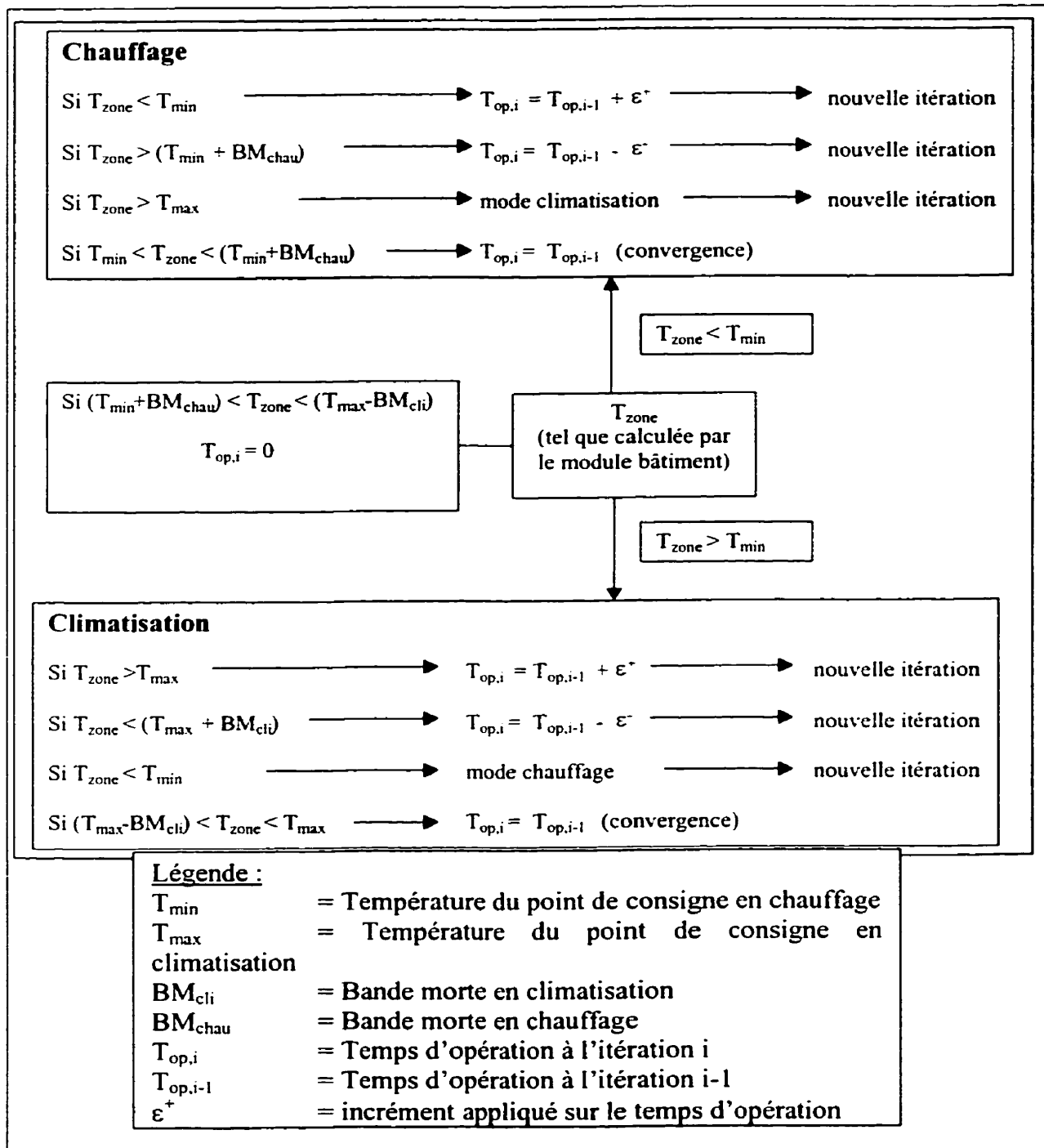


Figure 5.4 – Algorithme de fonctionnement du thermostat.

Les valeurs des incréments et décréments, ε^+ et ε^- , doivent être choisies judicieusement de façon à obtenir un bon compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul. Si ces valeurs sont trop grandes, il est possible que la température oscille autour des valeurs de consigne sans jamais atteindre les zones délimitées par les bandes mortes. Par contre, si les valeurs sont trop petites elles engendrent des faibles variations de température qui pourrait entraîner une fausse convergence. Finalement, ces valeurs doivent être différentes sinon la simulation peut osciller autour du point de consigne désiré.

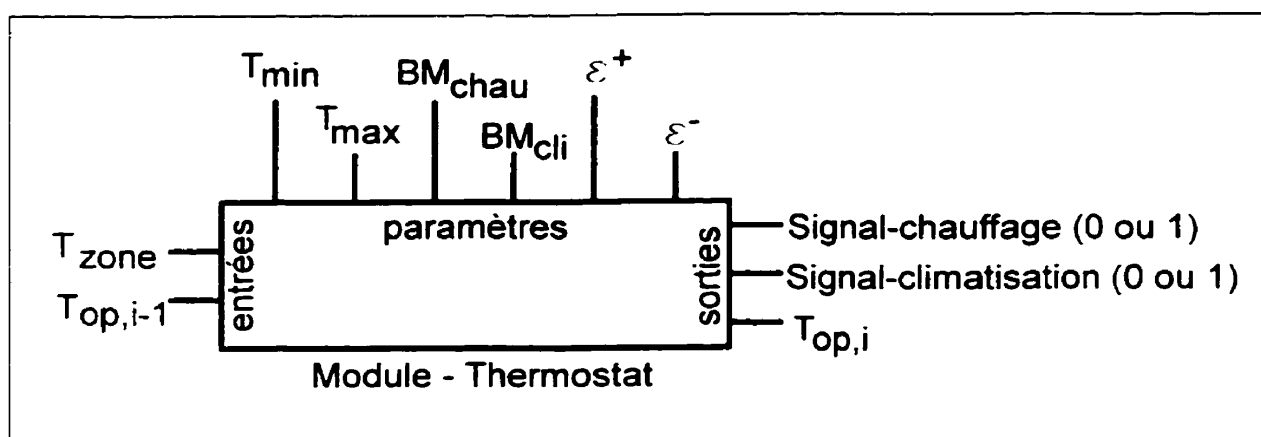


Figure 5.5 – Paramètres, entrées et sorties du thermostat.

Le tableau 5.1 et la figure 5.6 ont été construits pour illustrer le fonctionnement du thermostat. Dans cet exemple, une maison est munie d'un appareil de chauffage d'une capacité de 12 kW et les pertes thermiques sont de 1 kW/°C. On supposera dans cet exemple que l'on atteint les conditions permanentes instantanément sans tenir compte de l'inertie thermique de la maison. À un instant donné la température intérieure est de 18°C. Le tableau montre l'évolution du temps d'opération et de la température de la zone pour

chaque itération. La température de la zone atteindra la température désirée, soit entre T_{\min} et $T_{\min} + BM_{\text{chau}}$, après la 18^{ième} itération.

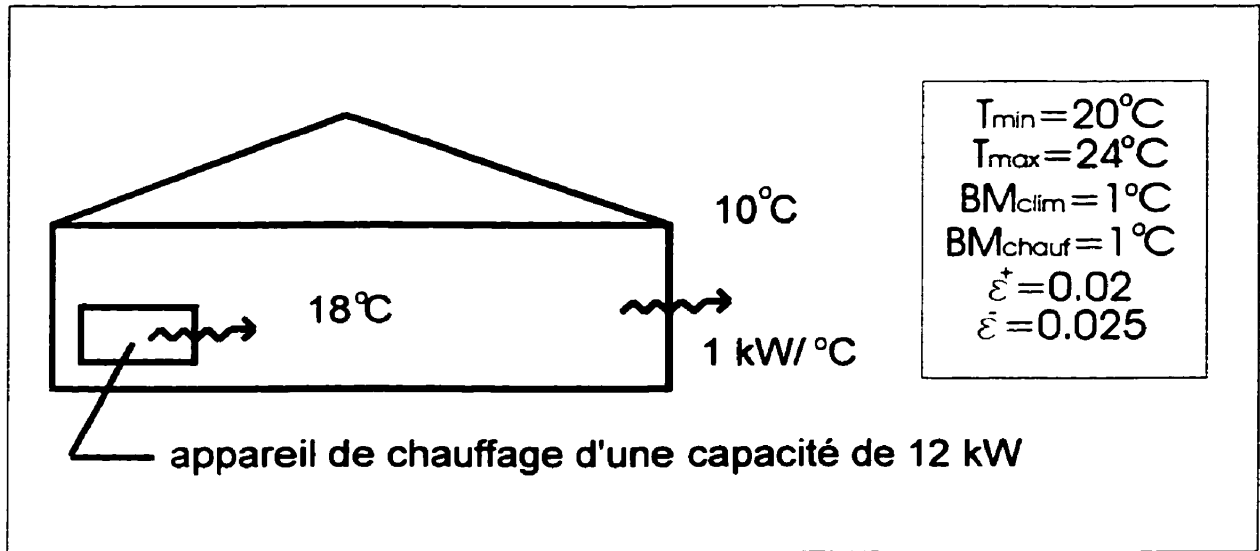


Figure 5.6 – Illustration du fonctionnement du thermostat.

Tableau 5.1 – Illustration du fonctionnement du thermostat.

Itération	T_{int} (°C)	P_{chauf} (kW)	T_{ext} (°C)	Puissance de l'appareil de chauffage (kW)
1	18	0,5	0,52	6,24
2	16,24	0,52	0,54	6,48
3	16,48	0,54	0,56	6,72
...
...
16	19,6	0,80	0,82	9,84
17	19,84	0,82	0,84	10,08
18	20,08	0,84	0,86	10,08

5.3.5 Mélangeur de réseau

La température du fluide caloporteur à l'entrée de l'échangeur dans le sol est le résultat d'un mélange de température de sortie de plusieurs pompes à chaleur qui peuvent avoir des capacités différentes et qui opèrent avec des temps d'opération différents. Un module mélangeur (zone mixer sur la figure 5.3) a été créé pour comptabiliser ces différents débits et températures et ainsi déterminer la température de mélange.

Un maximum de 10 zones peuvent être analysées à l'aide de ce module. L'utilisateur doit spécifier le nombre de pompes à chaleur (qui doivent être identiques) dans chacune des zones. L'usager doit ensuite spécifier s'il utilise ou non un entraînement à fréquence variable dans son système. Ceci permettra au modèle de savoir si le débit est constant aux (pompes à chaleur) ou si celui-ci est modulé en fonction du nombre de pompes en opération. Les données devant être fournies à chaque pas de temps sont la température de l'eau ainsi que le débit à la sortie des pompes à chaleur concernées ainsi que le temps d'opération de celles-ci et ce pour chaque zone. Lorsqu'un entraînement à fréquence variable est présent, le traitement suivant est appliqué :

$$\dot{m}_{\text{zone}} = \dot{m}_{\text{PAC}} \times T_{\text{op}} \times \text{Nombre}_{\text{PAC}} \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_{\text{Total}} = \sum_{\text{Chaque Zone}} \dot{m}_{\text{zone}} \quad (5.2)$$

$$T_{\text{e.sol}} = \frac{\sum_{\text{ChaqueZone}} (\dot{m}_{\text{zone}} \times T_{\text{PAC}})}{\dot{m}_{\text{Total}}} \quad (5.3)$$

où \dot{m}_{PAC} est le débit du fluide caloporteur à la pompe à chaleur pour la zone concernée, T_{op} est le temps d'opération de la pompe à chaleur, Nombre_{PAC} est le nombre de pompes à chaleur dans la zone concernée, \dot{m}_{zone} est le débit moyen dans chaque zone, \dot{m}_{Total} est le débit total à la sortie de la boucle, T_{PAC} est la température à la sortie de la pompe à chaleur (en opération) et $T_{e.sol}$ est la température à l'entrée de l'échangeur dans le sol.

Lorsqu'il n'y a pas d'entraînement à fréquence variable dans le système, le traitement est légèrement différent :

$$\dot{m}_{zone} = \dot{m}_{PAC} \times \text{Nombre}_{PAC} \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{Total} = \sum_{\text{ChaqueZone}} \dot{m}_{zone} \quad (5.5)$$

$$T_{moy} = (T_{op} \times T_{PAC}) + ((1 - T_{op}) \times T_{s.sol}) \quad (5.6)$$

$$T_{finale} = \frac{\sum_{\text{ChaqueZone}} (\dot{m}_{zone} \times T_{moy,zone})}{\dot{m}_{Total}} \quad (5.7)$$

où $T_{s.sol}$ est la température à la sortie de l'échangeur dans le sol (entrée de la pompe à chaleur), $T_{moy,zone}$ est la température moyenne à la sortie de la pompe à chaleur.

La différence entre les cas avec et sans entraînement à fréquence variable est le traitement de la température à la sortie de la pompe à chaleur. En effet, dans le cas où l'entraînement

à fréquence variable est présent, la température à la sortie de la pompe à chaleur est constante et égale à la température donnée par le module lorsqu'elle est en opération. Lorsque celle-ci est à l'arrêt, la température n'a pas été considérée puisqu'aucun débit n'y est circulé. Par contre, dans le cas où il n'y a pas d'entraînement à fréquence variable, un débit constant est fourni à la pompe à chaleur qu'elle soit en opération ou non. Donc, la température à la sortie est constante et égale à celle fournie par le module de pompe à chaleur lorsque celle-ci est en fonction mais lorsqu'elle est à l'arrêt, la température à la sortie de la pompe à chaleur est égale à sa température à l'entrée. D'où la détermination d'une température

CHAPITRE VI

VÉRIFICATION EXPÉRIMENTALE QUALITATIVE DE LA MODÉLISATION SOUS TRNSYS

6.1 Généralités

Ce chapitre présente les résultats d'une comparaison entre les résultats issus de TRNSYS et des données expérimentales mesurées sur un système réel. L'utilité d'une telle comparaison est de valider qualitativement l'ensemble du processus de simulation sous TRNSYS. Il est à noter que cette comparaison a été rendue possible grâce aux données expérimentales recueillies par Hydro-Québec.

6.2 Bâtiment étudié

Le bâtiment étudié est un restaurant composé de trois zones climatisées. L'occupation de ce bâtiment est variable; environ 6500 repas par semaine sont servis sur 130 heures d'opération. La salle à manger peut accueillir 160 clients et le restaurant opère normalement sur 3 périodes journalières.

6.2.1 Description du bâtiment

En plus de contenir trois zones climatisées, le bâtiment comporte aussi trois plénums de retour d'air ainsi que trois zones non-climatisées. Il est constitué de quatre types de murs extérieurs, de deux types de toiture, de trois types de murs intérieurs, de deux types de vitrage ainsi que d'un type de paroi en contact avec le sol. Ce bâtiment possède une superficie d'environ 557 m² (6000 pi²) répartie sur deux étages (le deuxième étage n'occupe que 10% de la surface occupée). Comme le montre la figure 6.1, la principale zone est une salle à manger de 142 places de forme circulaire de 4,3 m (14 pi) de hauteur. Le périmètre de cette zone est principalement constitué de vitrage. Son volume est de

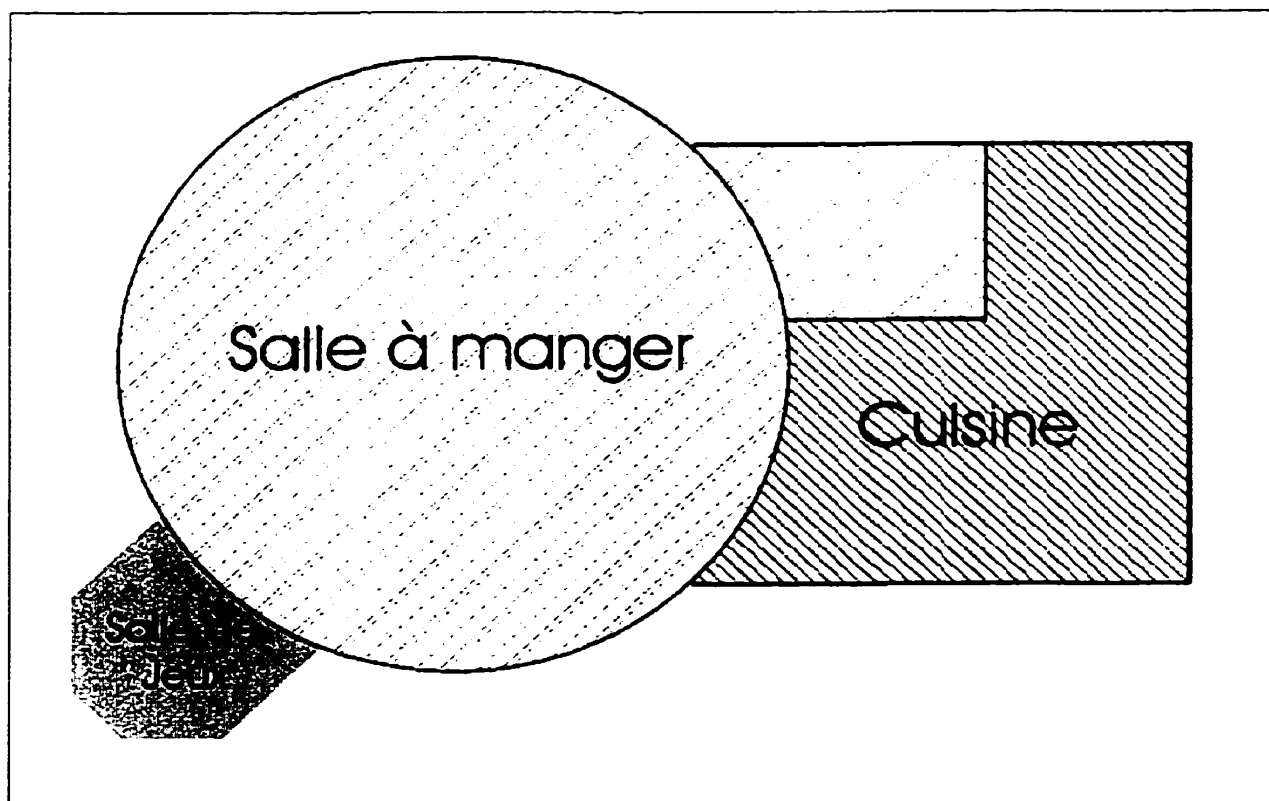


Figure 6.1 – Représentation schématique du bâtiment étudié

1004 m³ et les gains reliés à l'éclairage représente 20,88 W/m² (1,94 W/pi²). La deuxième zone est une salle de jeu de 64 m² de surface (volume 214 m³) avec une densité d'éclairage de 13,45 W/m² (1,25 W/pi²) annexée à la salle à manger. Son périmètre est aussi principalement constitué de vitrage. Enfin, la troisième zone est une cuisine d'environ 131 m² de surface (volume 346 m³) ayant une densité d'éclairage de 28,85 W/m² (2,68 W/pi²) et des gains reliés aux équipements de cuissons de 287,39 W/m² (26,7 W/pi²).

6.2.2 Systèmes mécaniques

Le système CVC (chauffage, ventilation et climatisation) est un réseau de pompes à chaleur géothermiques à retour renversé relié à un échangeur à puits verticaux dans le sol par le biais d'une boucle thermique. Ce système possède une capacité nominale de 82,6 kW (282000 Btu/h) soit quatre pompes à chaleur de 17,6 kW (60000 Btu/h) et une de 12,3 kW (42000 Btu/h) comme le montre la figure 6.2 ainsi que le tableau 6.1.

Tableau 6.1 – Identification et description des pompes à chaleur

No.	Modèle	Local	Capacité (kW)	Capacité (Btu/h)	Densité (W/m ²)
1	HE060	Salle à manger	17,6 (5)	0,757 (12)	943,9 (2000)
2	HE060	Salle à manger	17,6 (5)	0,757 (12)	943,9 (2000)
3	HE060	Salle à manger	17,6 (5)	0,757 (12)	943,9 (2000)
4	HE060	Cuisine	17,6 (5)	0,757 (12)	943,9 (2000)
5	HE042	Salle de jeu	12,3 (5)	0,757 (12)	707,9 (1500)

L'échangeur à puits verticaux est installé sous le stationnement du restaurant. Il est constitué de sept puits de 153,9 m (505 pi) de profondeur avec un espacement de 6,1 m (20 pi) entre chacun. Les puits sont placés en ligne comme le présente la figure 6.2. La tuyauterie est composée de tuyaux de 3,2 cm (1,25 po) de diamètre en polyéthylène haute densité (HDPE). La longueur totale de l'échangeur est de 2155 m (7070 pi) soit environ 26,1 m/kW (300 pi/tonne) d'échangeur ce qui représente environ 13,05 m de forage par kW (150 pi de forage par tonne). Le sol est divisé en deux couches. Une couche d'argile d'environ 48,8 m (160 pi) de profondeur surplombe du roc. Le fluide caloporteur est constitué d'un mélange eau-méthanol (environ 20% volumique). La pompe de circulation

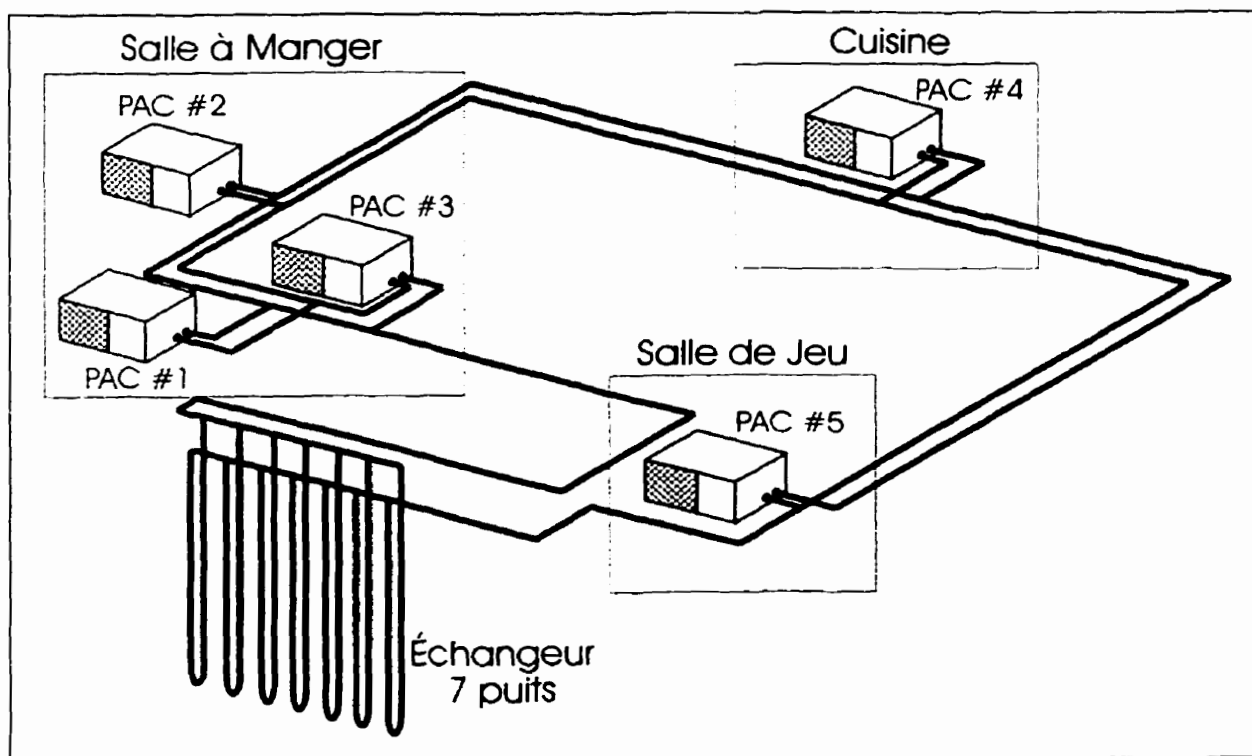


Figure 6.2 – Schéma du système géothermique

opère à un débit nominal constant de 3,79 L/s (60 USGPM) et est couplée à un moteur électrique d'une puissance de 5,6 kW (7,5 HP).

Les pompes à chaleur sont contrôlées par des thermostats électroniques ayant une plage morte de 2,78°C (5°F). Les points de consigne sont de 21,67°C (71°F) en mode chauffage et de 23,89°C (75°F) en mode climatisation.

6.3 Modélisation sous TRNSYS

Pour simuler efficacement un système existant, il faut recueillir une importante quantité d'informations sur le modèle réel. Cependant, comme c'est le cas dans la présente étude, ces informations ne sont pas toujours disponibles. Ainsi, par exemple, aucun fichier météo n'existe pour la ville concernée par l'étude et aucune acquisitions de données météo n'a été faite pendant la durée des essais. Il devient donc très difficile de trouver une base commune pour fins de comparaison. De ce fait, si le climat appliqué au modèle est très différent de celui subi par le bâtiment réel, les pompes à chaleur auront des temps d'opération très différents et ainsi, fourniront ou retireront une quantité différente d'énergie.

6.3.1 Données expérimentales

Le but de cette comparaison n'est donc pas de valider les modèles utilisés d'une façon quantitative mais plutôt de façon qualitative. En effet, cette comparaison sert principalement à vérifier si la modélisation dans son ensemble mène à des résultats plausibles. Cette comparaison se fera donc en examinant l'évolution de la température de la boucle thermique. Les températures expérimentales d'entrées et de sorties des pompes à chaleur sont utilisées pour déterminer la quantité d'énergie devant être fournie ou retirée à chaque zone pour chaque pas de temps. Ainsi, l'équation suivante est utilisée :

$$Q = m C_p \Delta T \quad (6.1)$$

où Q , m , C_p et ΔT ont les spécifications habituelles.

Ces données sont ensuite sauvegardées dans un fichier qui sera lu par TRNSYS comme fichier d'entrée lors des simulations.

La campagne de mesure s'est déroulée sur une période de 10 mois soit de juillet 1997 à avril 1998. Cependant, le fichier de données expérimentales a été divisée en deux parties en raison de la perte des données survenue entre décembre 1997 et janvier 1998. La première période d'essai couvre donc la période du 7 juillet 1997 au 30 novembre 1997 et est caractérisée par une domination du mode climatisation (été/automne 1997). Par

contre, la deuxième période est dominée par le mode chauffage et s'étend du 1^{er} février 1998 au 28 avril 1998 (hiver/printemps 1998).

Un total de 15 mesures ont été prises pendant la campagne de mesure. Ainsi, 5 capteurs étaient utilisés pour déterminer la température du fluide caloporteur à l'entrée des pompes à chaleur tandis que cinq autres capteurs mesuraient la température du même fluide à la sortie de chaque pompe à chaleur. Le courant fourni à chaque pompe à chaleur était aussi mesuré à l'aide de cinq autres capteurs. C'est avec cette donnée que les temps d'opération des pompes à chaleur pouvaient être déterminés. En effet, le temps d'opération est représenté par une variable prenant une valeur quelconque entre 0 et 1. Ainsi, le rapport était fait entre le courant fourni à chaque pas de temps et le courant nominal fourni lorsque la pompe à chaleur fonctionnait à plein régime tout le temps.

6.3.2 Modélisation

La modélisation dans TRNSYS utilise deux des trois modèles présentés aux trois chapitres précédents. En effet, seuls les pompes à chaleur et l'échangeur dans le sol sont requis pour ce modèle. Le module de pompe à chaleur est quelque peu différent de celui présenté au chapitre 2. En effet, au lieu d'utiliser le temps d'opération comme variable de régulation, il est modifié afin d'utiliser plutôt la charge qui provient du fichier d'entrée décrit à la section 6.3.1.

La figure 6.3 montre la fenêtre d'assemblage du système dans IISiBat. Le système utilise deux fichiers de données comme entrées. Le premier, BK_p-1, est le fichier contenant les différentes charges requises pour chaque zones (section 6.3.1) tandis que le deuxième (DB_p-1) fourni la température du bulbe sec extérieur de façon horaire pour la durée de la simulation. Puisque les données météorologiques de la ville concernée ne sont pas disponibles, ce sont les données météo de la ville de Montréal qui sont utilisées. Cette température est requise par le modèle d'échangeur pour tenir compte de la température en surface du réservoir thermique. Les températures ainsi fournies au modèle ne sont pas celles réellement subies par le bâtiment. Cependant, l'influence de la température ambiante sur la performance d'un échangeur géothermique à puits verticaux est

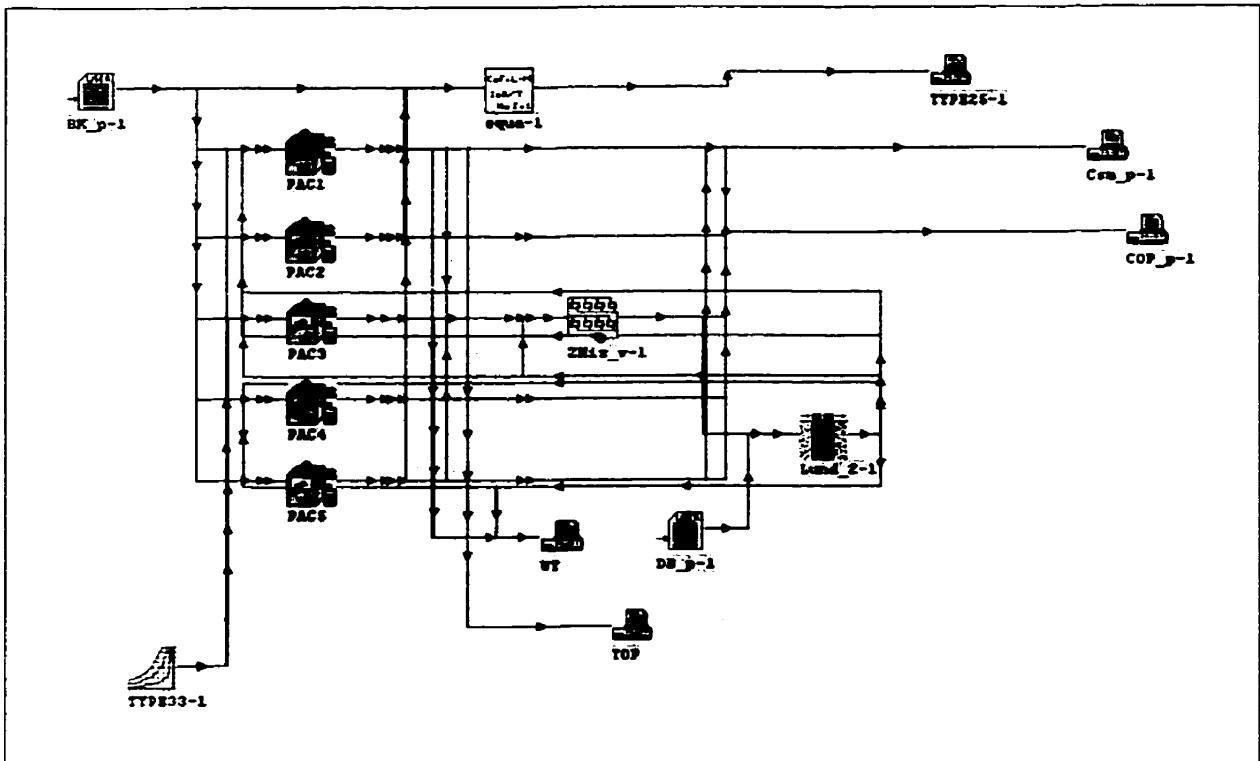


Figure 6.3 – Assemblage dans IISiBat du système simulé

relativement faible. Par conséquent, la non-correspondance des données météo devrait avoir un impact négligeable sur les résultats.

Les pompes à chaleur sont numérotées comme montré au tableau 6.1. Comme spécifié plus haut, elles reçoivent comme entrée la charge qu'elles doivent combler pour chaque pas de temps (1 heure). Elles reçoivent aussi la température et l'humidité relative de l'air qui entre. Ces valeurs ont été fixées à 22°C et 50 % respectivement.

Le modèle simulant le mélange du fluide à la sortie du réseau de pompes à chaleur est utilisé pour déterminer le débit ainsi que la température du fluide caloporteur à l'entrée de l'échangeur dans le sol. Ce dernier est simulé à l'aide du modèle décrit au chapitre III tandis que le modèle simulant le mélange de fluide est décrit au chapitre V (section 5.3.5). Quelques hypothèses ont été posées afin de combler certaines lacunes. Par exemple, le module requiert que les caractéristiques thermiques du sol dans le réservoir thermique soient uniformes. Or, deux couches sont présentes dans le cas actuel. Une moyenne pondérée des caractéristiques des deux types de sol est donc effectuée. Ainsi, les 50 premier mètres sont constitués d'argile tandis que le reste est du roc. Les conductivités thermiques, les masses volumiques et les chaleurs spécifiques se retrouvent au tableau 6.2 telles que trouvées dans la littérature (INCROPERA et DEWITT, 1990). Le tableau 6.2 contient aussi les valeurs pondérées de chacune de ces propriétés. De plus, la température non-perturbée du sol est prise comme étant égale à 8°C (environ 46,5°F) comme spécifié dans CANETA (1995).

Tableau 6.2 – Propriétés du sol au site

Matériau	m	W/mK	kg/m ³	kJ/kgK
Argile	48,8	1.30	1460	0.880
Roc (Granite)	105,2	2.79	2630	0.775
Réservoir Thermique	154	2.32	1800	0.808

6.4 Simulations et Résultats

Deux simulations sont effectués à l'aide de TRNSYS pour représenter les différentes conditions des deux périodes d'essais. Les prochaines sous-sections présentent les résultats d'une comparaison entre les données expérimentales et les résultats des simulations pour les deux périodes de simulation. Il serait farfelu de vouloir comparer les temps d'opérations, les quantité d'énergie échangée ou les COP car trop de variables influençant les performances des pompes à chaleur sont manquantes pour les simulations. La comparaison portera plutôt sur l'évolution des températures dans le sol.

6.4.1 Essai Été/Automne 1997

Les figures 6.4 et 6.5 (page 106 et 107) présentent les courbes des températures moyennes journalières du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie des différentes pompes à chaleur. La ligne tiretée représente l'évolution de la température pour le

bâtiment à l'étude tandis que la ligne pleine est tracée à l'aide des données obtenues lors de la simulation.

En général, on remarque que l'évolution des température est semblable pour les deux courbes. Une légère différence de température est présente tout au long de l'évolution mais elle peut être imputable à l'historique thermique du sol. En effet, tel que discuté au chapitre III, le sol possède une capacité d'emmagasiner l'énergie et l'historique des échanges thermiques antérieurs est donc important pour prédire le comportement de l'échangeur au temps présent. De plus, lorsqu'on compare les figures 6.4 et 6.5, on remarque que pour la première partie de l'essai (de juillet à octobre), il y a accroissement de la température du fluide caloporteur au travers des pompes à chaleur. Ceci confirme que les pompes à chaleur opèrent principalement en mode climatisation ce qui semble raisonnable étant donné les températures normalement enregistrées à cette période de l'année. Par contre, pour la deuxième partie de l'essai, la température du fluide caloporteur diminue suite au passage à travers les pompes à chaleur. Encore une fois, il est tout à fait normal qu'en cette période de l'année les pompes à chaleur opèrent un peu plus en mode chauffage. La pompe à chaleur numéro 4 déroge cependant à ces constatations. En effet, celle-ci semble opérer en mode climatisation la plupart du temps. Comme cette pompe à chaleur est située dans la cuisine, où il y a de forts gains thermiques causés par les équipements de cuisson, il est normal que cette zone soit principalement climatisé.

6.4.2 Essai Hiver/Printemps 1998

Pour la deuxième partie des essais, deux figures sont tracées (figures 6.6 et 6.7 aux pages 108 et 109). Ces figures utilisent la même légende que celles présentées à la sous-section précédente.

Encore une fois, on remarque que l'évolution de la température du fluide est très semblable entre les courbes de données expérimentales et les résultats des simulations. D'ailleurs, la différence de température entre les deux courbes est encore plus faible pour cet essai que pour l'essai été/automne. Les constatations faites sur les figures 6.4 et 6.5 s'appliquent aussi pour les figures 6.6 et 6.7 mais à l'inverse. En effet, on remarque une évolution ascendante de la température en fonction des jours. Pour la première partie de la simulation, la température du fluide caloporteur à la sortie des pompes à chaleur est plus faible qu'à l'entrée confirmant ainsi le fait que les pompes à chaleur opèrent principalement en chauffage. Ceci est tout à fait normal lorsqu'on considère la période d'opération (février et mars). Par contre, à la fin avril, on remarque que le mode principale d'opération est maintenant la climatisation puisque la température du fluide caloporteur à la sortie des pompes à chaleur est supérieure à la température à l'entrée. La pompe à chaleur numéro 4 continue d'opérer principalement en climatisation tout au long de l'essai et ce pour les mêmes raisons que mentionnées dans la section précédente.

6.4.3 Discussion

Il est évident qu'une telle comparaison ne prouve pas la validité absolue de la méthode utilisée dans la présente étude. Toutefois, suite à cette comparaison, il semble clair que la simulation d'un système géothermique avec TRNSYS n'engendre pas de grossières erreurs. De plus, puisque les évolutions de températures sont très semblables, on peut en conclure que les modèles de pompe à chaleur et d'échangeur dans le sol sont capables de recréer assez fidèlement la réalité.

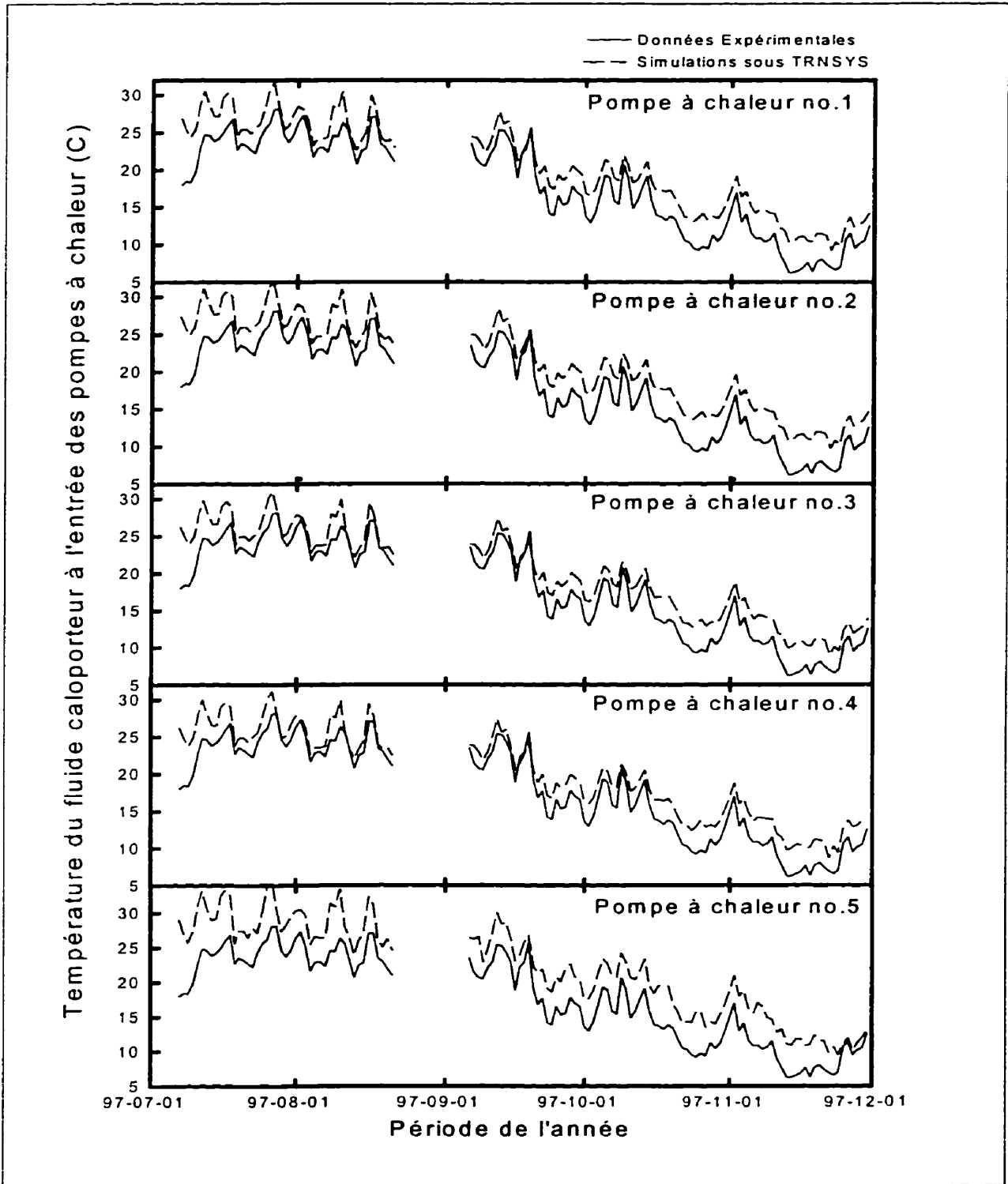


Figure 6.4 – Évolution de la température à l'entrée des pompes à chaleur pour l'essai été/automne

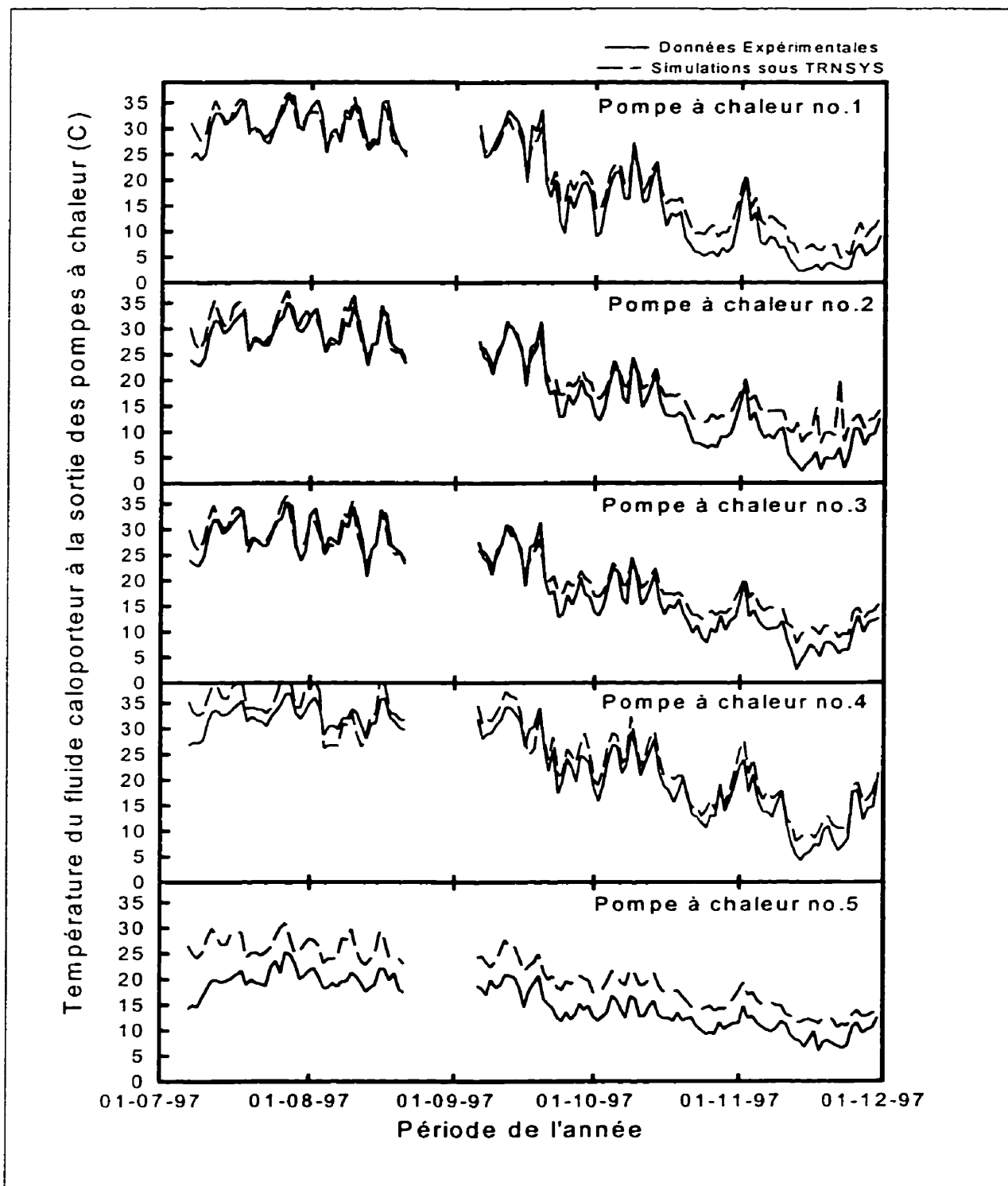


Figure 6.5 – Évolution de la température à la sortie des pompes à chaleur pour l'essai été/automne

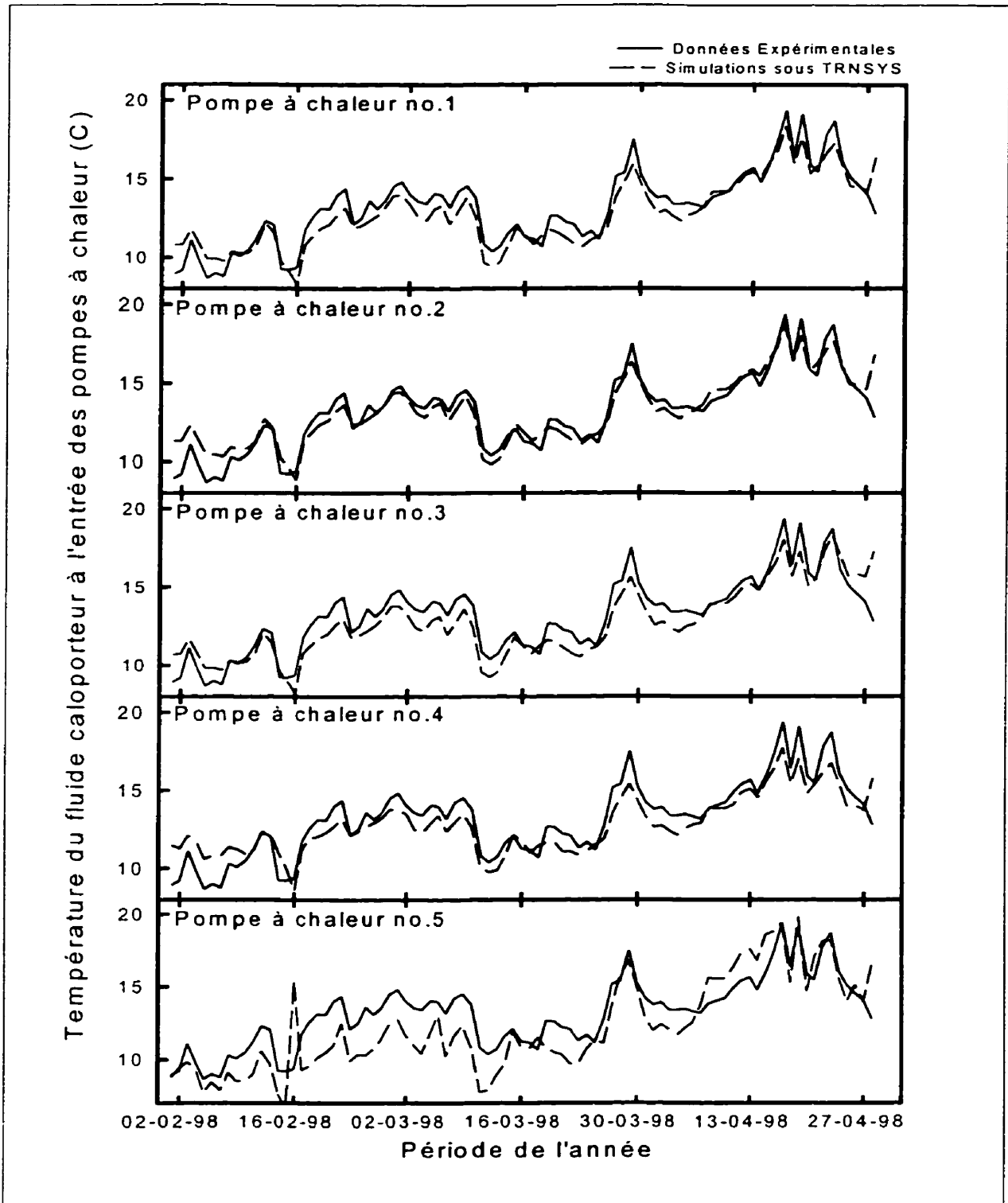


Figure 6.6 – Évolution de la température à l'entrée des pompes à chaleur pour l'essai hiver/printemps

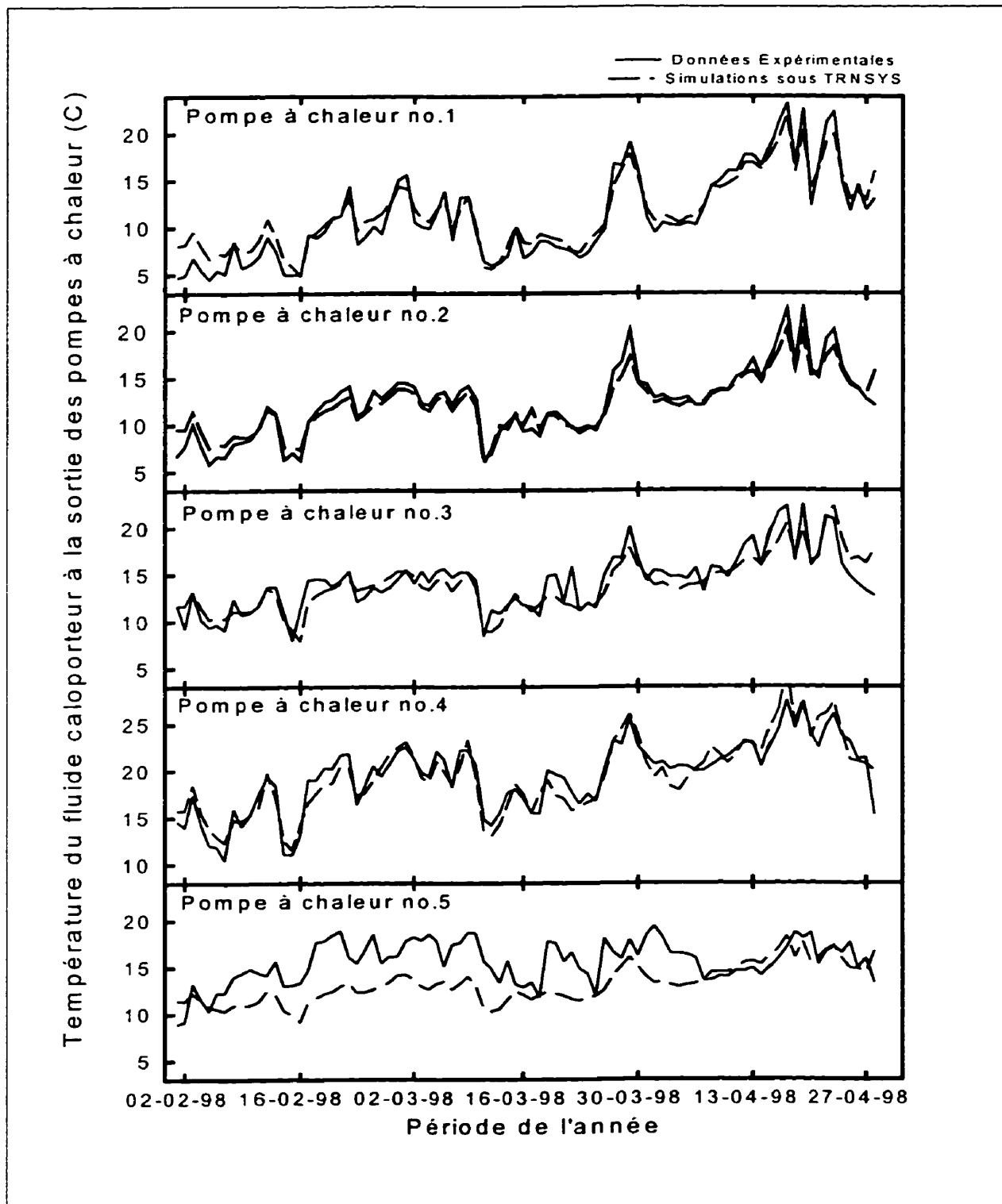


Figure 6.7 – Évolution de la température à la sortie des pompes à chaleur pour l'essai hiver/printemps

CHAPITRE VII

OPTIMISATION DU DÉBIT DE POMPAGE

7.1 Généralités

Tel que mentionné au chapitre un, l'objectif de la présente étude est d'optimiser le débit de pompage d'un réseau de pompes à chaleur géothermiques afin de minimiser la consommation énergétique globale du système. Un système de ce genre est donc simulé à l'aide du logiciel de simulation TRNSYS décrit au chapitre cinq. Les principaux modules utilisés soit ceux des pompes à chaleur, de l'échangeur dans le sol ainsi que du groupe de pompage sont présentés aux chapitres deux, trois et quatre, respectivement.

Ce chapitre est divisé en trois parties. En première partie, les différents modes d'opérations d'un réseau de pompes à chaleur sont décrits. Ensuite, le système modélisé est présenté de même que son implantation dans TRNSYS. Finalement, les résultats globaux de ces simulations se trouvent à la troisième partie.

7.2 Modes d'opération du réseau

Typiquement, le débit nominal total d'une boucle thermique alimentant un réseau de pompes à chaleur se situe entre 0,025 et 0,05 L/s par kW frigorifique (dans le système impérial d'unités ceci correspond à un débit entre 1,5 et 3 gallons/minute par tonne de

réfrigération). L'expression « kW frigorifique » indique que le débit nominal est déterminé selon la capacité nominale des pompes à chaleur. Compte tenu que les pompes à chaleur sont généralement surdimensionnées par rapport aux besoins du bâtiment, certains chercheurs (Kavanaugh et Rafferty, 1997) préconisent l'emploi d'un débit nominal légèrement inférieur se situant entre 0,025 et 0,05 L/s par kW de charge maximale du bâtiment ce qui peut réduire la consommation énergétique de la pompe de circulation.

Tel que mentionné précédemment, lorsque certaines pompes à chaleur ne sont pas en fonction il est possible de réduire le débit nominal à l'aide d'un entraînement à fréquence variable. Ce dernier permet une variation de la vitesse de rotation de la pompe ce qui diminue le débit pompé et, conséquemment, la consommation énergétique.

Tel que montré au tableau 7.1, la présente étude porte sur huit modes d'opération différents. Les débits de 0.025 L/s par kW et 0.05 L/s par kW citées ci-dessus ont été utilisés comme bornes sachant que les concepteurs utilisent généralement un débit nominal se situant entre ces deux extrêmes.

Tableau 7.1 – Description des modes d'opération

Code	Mode d'opération	Débit
CE-1	Débit constant – élevé_1	0,05 L/s par kW frigorifique
CF-1	Débit constant – faible_1	0,025 L/s par kW frigorifique
VE-1	Débit variable – élevé_1	0,05 L/s par kW frigorifique
VF-1	Débit variable – faible_1	0,025 L/s par kW frigorifique
CE-2	Débit constant – élevé_2	0,05 L/s par kW de charge max.
CF-2	Débit constant – faible_2	0,025 L/s par kW de charge max.
VE-2	Débit variable – élevé_2	0,05 L/s par kW de charge max.
VF-2	Débit variable – faible_2	0,025 L/s par kW de charge max.

7.3 Méthodologie et modélisation

Les simulations consistent en la modélisation d'un bâtiment fictif situé à Montréal et équipé d'un système de pompes à chaleur géothermique couplées à un échangeur à puits verticaux. Les prochaines sous-sections décrivent le dimensionnement des divers composants du système et leur assemblage dans TRNSYS/IISiBat.

7.3.1 Bâtiment

Le bâtiment utilisé dans cette étude est illustré à la figure 7.1. Il ne comporte qu'un seul étage et fait 70 m de côté. Il est divisé en 5 zones distinctes : 4 zones périphériques identiques représentant 325 m² chacune et une zone centrale de forme carrée de 3600 m² pour une surface totale de 4900 m². Les quatre murs externes sont composés d'une façade

en brique couplé à un mur interne de béton (Mur ASHRAE no.10) ayant une conductivité thermique globale U de $0.88 \text{ W/m}^2\text{K}$ (ASHRAE, 1997). Des fenêtres ($U=2.7 \text{ W/m}^2\text{K}$) sont installées sur ces murs et recouvrent 70 m^2 sur chacun d'eux ce qui représente environ 30% de la superficie totale des murs. Le toit est principalement composé de béton mais comporte un faux plafond fait de tuiles acoustiques (Toit ASHRAE no.16; $U=0.80 \text{ W/m}^2\text{K}$). Un mur interne ($U=2.76 \text{ W/m}^2\text{K}$) sépare chaque zone. Il est uniquement composé d'une rangée de blocs de béton (Couche ASHRAE no.C8).

Les gains internes de ce bâtiment sont le résultat du dégagement d'énergie sensible des occupants, de l'éclairage et des équipements inclus dans la zone. Les valeurs utilisées pour ces gains sont de $0.07 \text{ occupant/m}^2$ à 130 W/occupant pour un travail de bureau

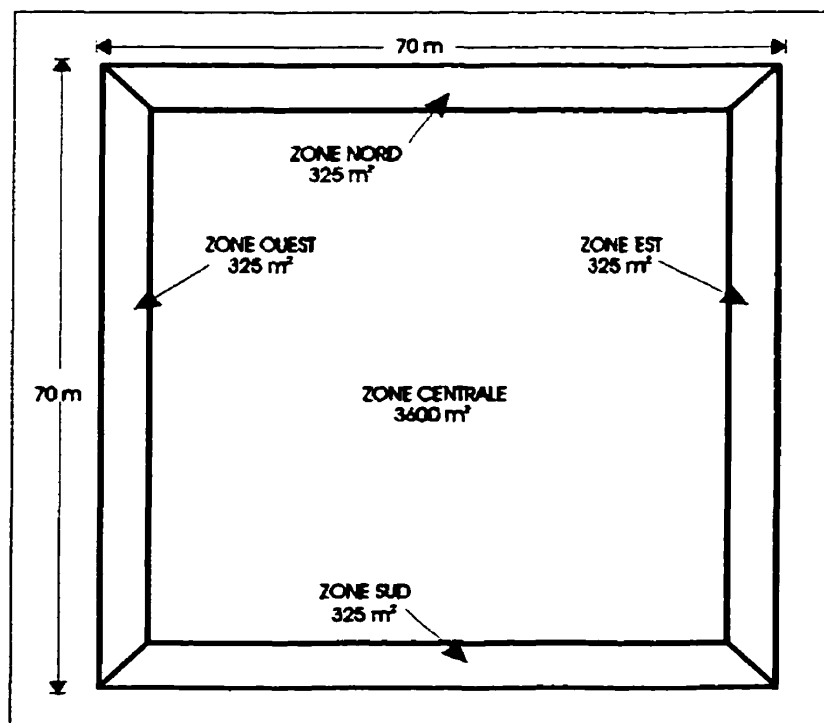


Figure 7.1 – Bâtiment étudié

d'intensité modérée et de 20 W/m^2 pour l'éclairage. Pour ce qui est des gains reliés aux équipements de bureau, la valeur utilisée est de 8.9 W/m^2 comme le recommande une récente étude (Komor, 1997). Les gains horaires totaux sont calculés en fonction de profils hebdomadaires d'utilisation typique pour ce genre de bâtiment. Ces profils sont représentés aux figures 7.2 (éclairage) et 7.3 (équipements et occupants).

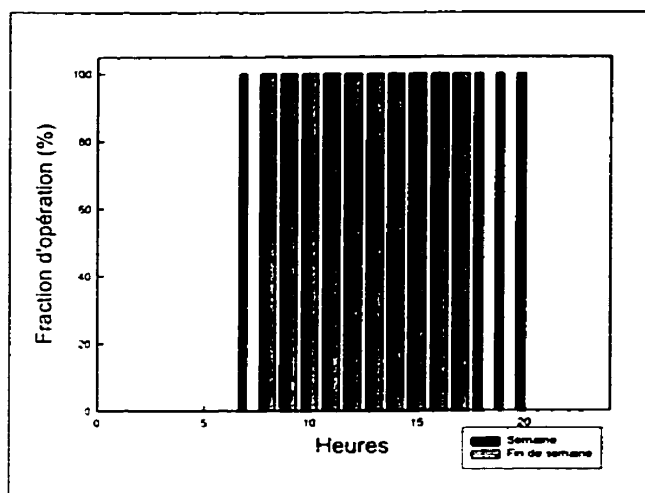


Figure 7.2 – Profil d'utilisation (éclairage)

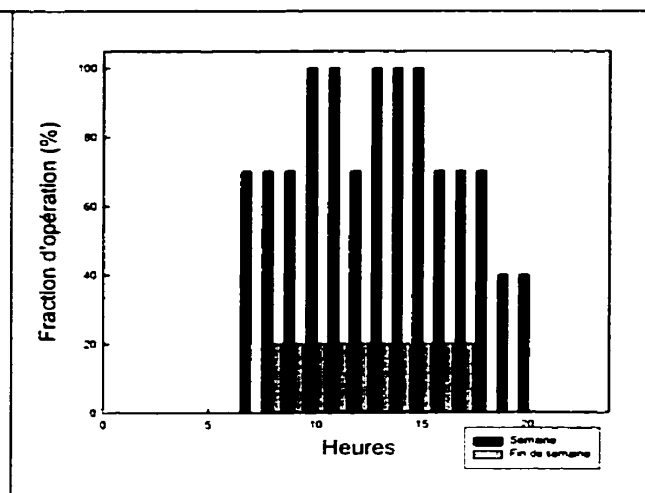


Figure 7.3 – Profil d'utilisation (équipements et occupants)

La simulation thermique de ce bâtiment se déroule en deux temps. En effet, une simulation annuelle est d'abord effectuée en mode de « bilan énergétique » pour déterminer les charges maximales du bâtiment. Ces charges sont ensuite utilisées pour dimensionner les équipements (pompes à chaleur, pompe etc.). La deuxième partie consiste à coupler le bâtiment à ces équipements et à faire une simulation annuelle selon le mode de « niveau de température » afin de déterminer la consommation énergétique totale pour une année complète. Des températures de consigne de 20°C en chauffage et

de 25°C en climatisation ont été utilisées pour déterminer les charges maximales pour chaque zone. Ces charges se retrouvent au tableau 7.2.

7.3.2 Systèmes Mécaniques

Les systèmes mécaniques ont été dimensionnés à l'aide des données qui se retrouvent au tableau 7.2. Ainsi, 17 pompes à chaleur ont été sélectionnées soit 2 par zone périphérique et 9 pour la zone centrale. Afin de simplifier l'analyse, les pompes à chaleur choisies sont identiques (Climate Master, modèle E060) et ont une capacité de 17.6 kW frigorifique chacune (5 tonnes dans le système impérial d'unités). Une feuille résumant les performances de cette pompe à chaleur se retrouve à l'annexe A. Tel que mentionné au chapitre 2, la performance des pompes à chaleur est prédite dans TRNSYS à l'aide d'un module spécifiquement développé pour les pompes à chaleur (TESS, 1996) et qui fait appel aux données de performance du manufacturier.

Tableau 7.2 – Charges maximales du bâtiment étudié

Zone	Charges maximales (kW)	
	Chauffage	Climatisation
Nord	26.36	20.48
Sud	26.19	22.88
Est	26.32	21.42
Ouest	26.32	26.19
Centrale	117.60	149.77

7.3.3 Échangeur dans le sol

L'échangeur dans le sol a été dimensionné à l'aide de la technique recommandée par ASHRAE (ASHRAE, 1995) et décrite à l'annexe B. Le système étudié dans le présent chapitre nécessite 4560 mètres de puits verticaux soit 48 puits de 95 mètres de profondeur. L'échangeur est composé de tuyau de 25 mm (1") de diamètre en polyéthylène haute densité ayant une conductivité thermique de 0,39 W/mK. Les puits ont un diamètre de 10 cm (4") et le matériau de remplissage est fait d'un matériau dont les propriétés sont identiques au sol avoisinant. Comme le décrit le chapitre 3, le modèle d'échangeur dans le sol utilisé pour les simulations est celui développé à l'Université de Lund en Suède (HELLSTROM, 1991). Parmi les paramètres importants du sol notons, la conductivité thermique de 3,3 W/mK, la masse volumique de 2640 kg/m³ et la chaleur spécifique de 0,88 kJ/kgK. La température non-perturbée du sol est prise comme étant de 10°C et le fluide caloporteur est du propylène glycol 20% ayant une chaleur spécifique de 3,95 kJ/kgK et une masse volumique de 1022 kg/m³.

7.3.4 Perte de charge et pompage

En utilisant comme référence un débit de 0,05 L/s par kW frigorifique, un débit de 0,95 L/s circule dans chaque pompe à chaleur pour un débit total de 16,1 L/s. La perte de charge au travers de la pompe à chaleur est de 7,6 mètres d'eau tel que fournie par le

manufacturier. Le point de consigne de la sonde de pression différentielle a également été fixée à 7,6 mètres d'eau. La perte de charge totale est de 14 mètres d'eau (basée sur un réseau de tuyauterie conçu pour des pertes de charge nominales de 2,5 m d'eau par 100 m de tuyauterie). Le paramètre $X (= \Delta P_g / \Delta P_T)$, tel que défini au chapitre 4) est donc de 0,54. Cette dernière valeur a été utilisée pour déterminer la puissance de pompage à l'entrée du groupe moteur-pompe (P_c) tel que décrit au chapitre 4 et dans l'article de Bernier et Lemire (1999).

7.3.5 Cas étudiés

Le choix des équipements mécaniques et de l'échangeur dans le sol s'est fait en se basant sur un débit de 0,05 L/s par kW frigorifique qui est le cas de référence de la présente étude (cas CE-1 du tableau 7.1). Les 7 autres cas utilisent exactement le même réseau de tuyauterie. Cependant, la pompe de circulation est redimensionnée pour chacun des cas afin que le point d'efficacité maximum de la pompe (BEP, *best efficiency point*) coïncide avec le débit maximal du cas étudié. C'est donc dire que lorsque le débit passe de 16,1 L/s (0,05 L/s par kW frigorifique) à 8,05 L/s (0,025 L/s par kW frigorifique), la hauteur manométrique totale du système passe de 14,1 m à 3,525 m puisque celle-ci varie proportionnellement au carré du débit. De même, la perte de charge au travers des pompes à chaleur variera avec le carré du débit. Il en résulte que le paramètre X reste constant d'un cas à l'autre.

7.3.6 Implantation dans TRNSYS/IISiBat

La figure 7.4 présente l'assemblage du système étudié tel que représenté dans IISiBat. Cet assemblage a été utilisé pour la simulation de tous les cas décrits au tableau 7.1. La partie inférieure gauche simule les conditions météorologiques. La température de chaque zone du bâtiment est analysée par les thermostats qui se situent dans la partie supérieure gauche de la figure. Comme mentionné au chapitre cinq, ces thermostats modulent l'action des pompes à chaleur. L'effet des pompes à chaleur devient une entrée du

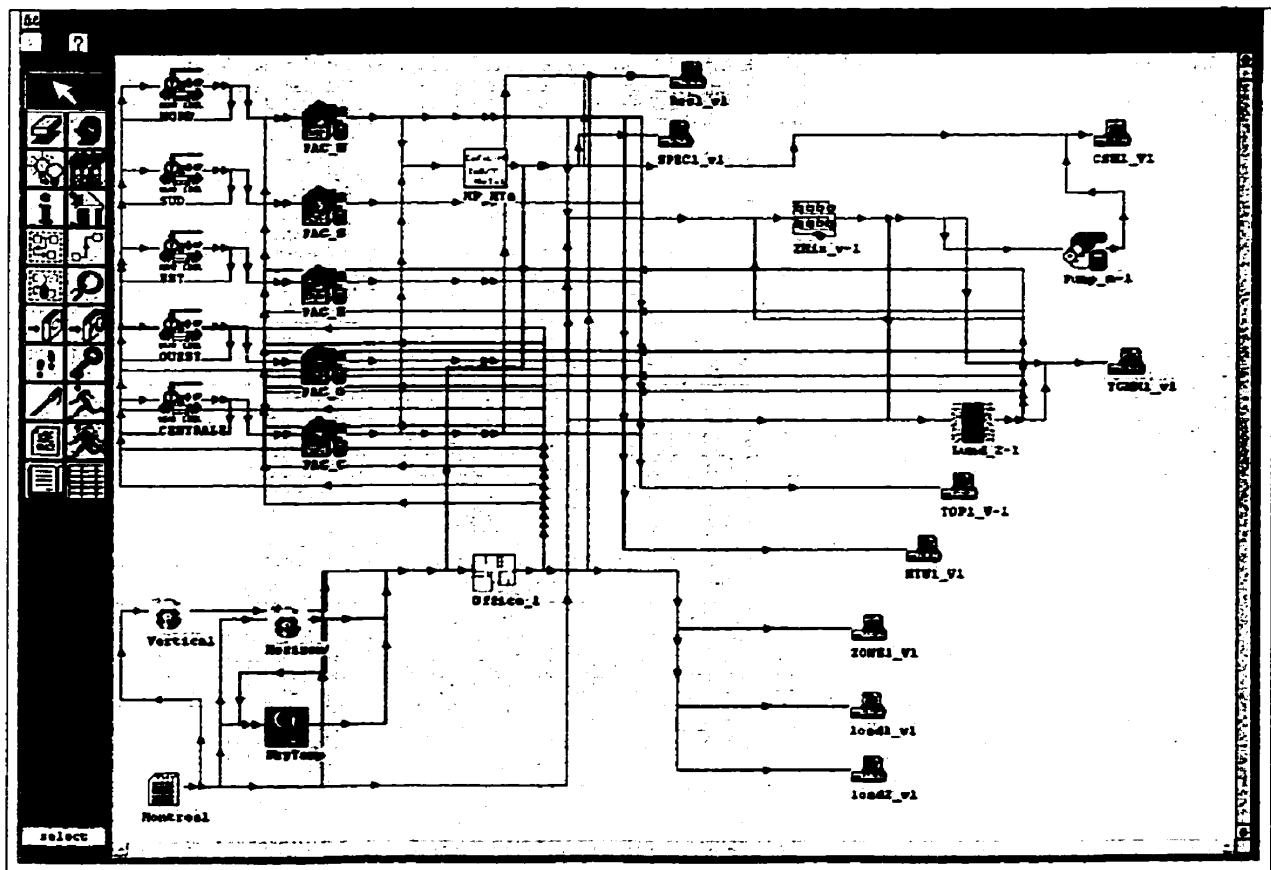


Figure 7.4 – Représentation du système simulé dans IISiBat.

module simulant le bâtiment. L'icône Zone_m-1 analyse le débit et la température du fluide à la sortie de chaque pompe à chaleur afin de déterminer la température et le débit total entrant dans le sol qui seront fournis au modèle d'échangeur (icône Lund_2-1). De plus, le débit total est aussi fourni au module simulant l'action du groupe de pompage (icône Pump_n-1). Les données pertinentes sont enregistrées dans des fichiers de sortie (icônes imprimantes). Le critère de convergence dans TRNSYS pour toutes les valeurs calculées par les simulations est fixé à $\pm 1,0\%$.

7.4 Résultats

Le tableau 7.3 présente les résultats obtenus pour les huit cas étudiés en ordre croissant de consommation énergétique. Les trois dernières colonnes représentent, respectivement, le pourcentage de la consommation totale attribuable à la pompe de circulation; le COP moyen des pompes à chaleur durant l'année ; et le COP moyen du système lorsque l'on inclut la consommation énergétique des pompes de circulation. Le COP moyen est défini comme étant le rapport entre l'énergie totale (chauffage ou climatisation) fournie au bâtiment pendant l'année et la consommation énergétique totale du système (pompes à chaleur et pompe de circulation). Il est bon de rappeler que ce tableau a été établi pour un rapport $\Delta P_s / \Delta P_t$ (= X) égal à 0,54. De plus, le temps d'opération moyen des pompes à chaleur durant l'année est d'environ 1800 heures ce qui représente un pourcentage d'utilisation de 20,5 %.

Tableau 7.3 – Résultats des simulations

Cas	Consommation au chauffage			COP _{chauffage}	COP _{total}	COP _{ref}
	Relative	1051	1052			
		kWh	kWh			
VE-2	1	164810	160977	3833	2,33	3,43
VE-1	1.004	165571	158210	7361	4,45	3,50
VF-1	1.014	167087	166122	965	0,58	3,32
CF-2	1.021	168347	166390	1958	1,16	3,33
CF-1	1.025	168857	165034	3823	2,26	3,36
VF-2	1.026	169164	168663	501	0,30	3,27
CE-2	1.074	176923	161262	15661	8,85	3,44
CE-1	1.149	189407	158820	30587	16,15	3,49

On remarque que les trois premiers systèmes ont des consommations énergétiques totales très semblables à 1,4 % près. Tel que montré à la deuxième colonne, ces trois systèmes utilisent un entraînement à fréquence variable (EFV) sur la pompe de circulation. Parmi ces trois cas, c'est le cas où le débit nominal est le plus grand (deuxième cas) qui engendre la plus faible consommation des pompes à chaleur. Tel que mentionné au chapitre 2, ceci peut s'expliquer par le fait que le COP des pompes à chaleur est meilleur lorsque le débit augmente. Bien que les trois premiers cas avec EFV ont les plus faibles consommations, les trois cas suivants sont à peine plus énergivores avec une consommation totale de 2,1 à 2,6 % supérieure au premier cas. Quant au deux derniers cas, ils consomment beaucoup plus que les six autres. Dans le dernier cas, la consommation de la pompe de circulation représente 16,15% de la consommation totale et le COP du système n'est plus que de 2,88.

De façon générale on note que la consommation des pompes à chaleur est plutôt fonction du débit nominal que de la présence d'un EFV. Ainsi, par exemple la consommation des pompes à chaleur est presque égale (158210 contre 158820 kWh) pour les deux cas où le débit est de 0,05 L/s par kW frigorifique (cas 2 et 8). La même comparaison pourrait être faite entre les cas 1 et 7, les cas 3 et 5, ainsi que les cas 4 et 6. Il est quand même étonnant de constater que, pour un même débit nominal, l'ajout d'un EFV affecte si peu la consommation des pompes à chaleur car on devrait s'attendre à un changement important au niveau de l'échange dans le sol car le coefficient de film diminue lorsque le débit est réduit. Pour expliquer ce phénomène, l'évolution de la température à l'entrée et à la sortie du sol est examinée pour les cas 2 et 8 pour une journée d'été tel que montré à la figure 7.5 ainsi que pour une journée d'hiver tel que montré à la figure 7.6.

Tout d'abord, il faut souligner que la chaleur échangée dans le sol est la même que la chaleur rejetée par les pompes à chaleur dans la boucle thermique. De plus, la chaleur rejetée dans la boucle thermique est sensiblement la même pour les deux cas. L'examen de la figure 7.5 révèle que la température d'entrée dans le sol est très différente pour les deux cas surtout lorsque la charge est faible. Ainsi, le débit total diminuera lorsqu'un EFV est utilisé mais l'accroissement de température du fluide caloporteur au travers de la

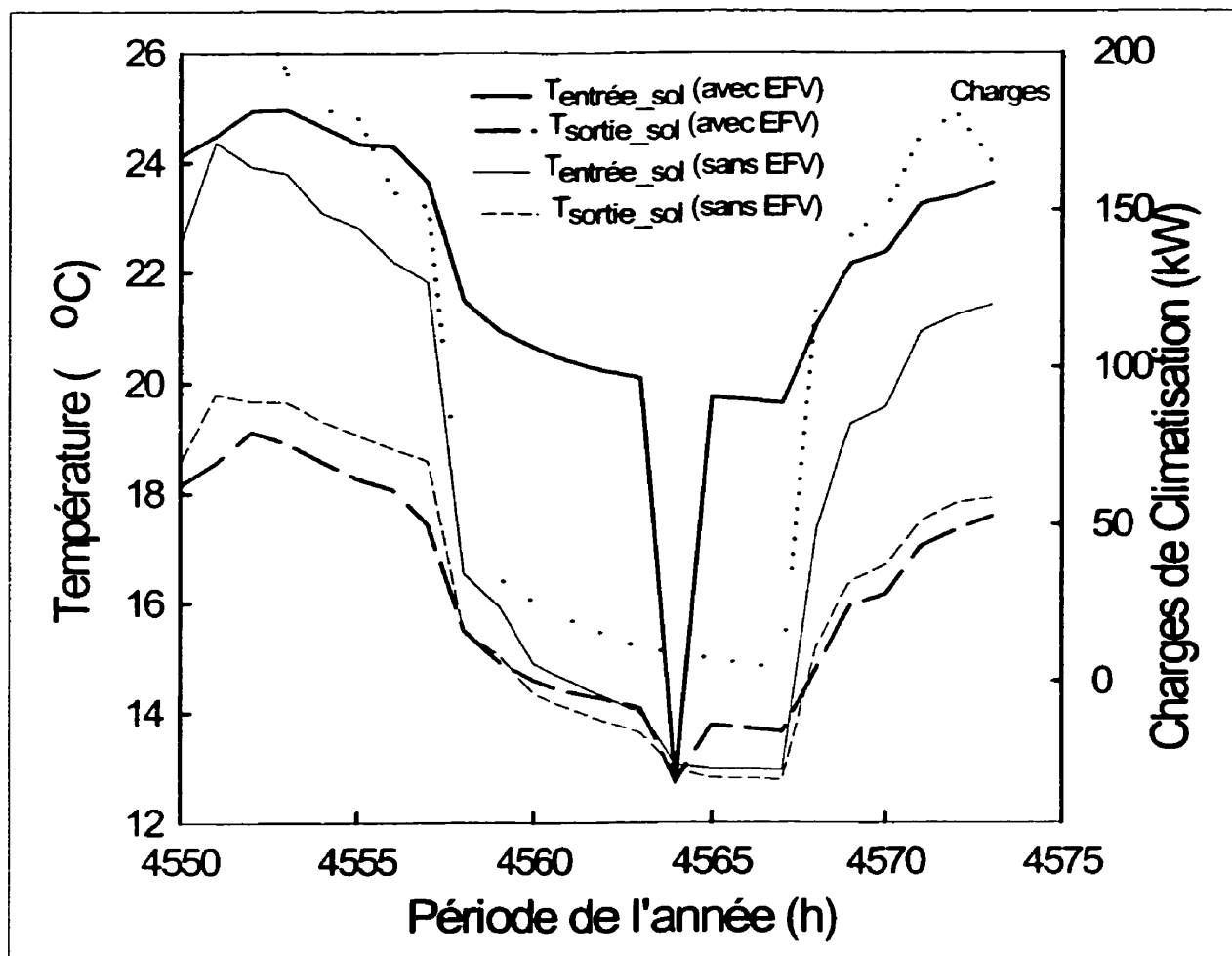


Figure 7.5 – Évolution des températures à l'entrée et à la sortie du sol pour une journée d'été.

boucle thermique reste sensiblement le même. Par contre, sans EFV, le débit reste le même ce qui fait que l'accroissement de température du fluide caloporteur au travers de la boucle thermique diminue lorsque la charge diminue. Il en résulte une température d'entrée dans le sol plus grande dans le cas où l'EFV est utilisé. Puisque la température d'entrée est plus élevée, l'échange thermique sera meilleur et compensera pour la réduction du coefficient d'échange dans les tubes. Le résultat final, tel que montré sur la

figure 7.5, est que la température de sortie du sol, i.e., la température d'entrée aux pompes à chaleur, est à peu près constante peu importe le débit. Cette dernière explication confirme les remarques faites en rapport avec la figure 3.3 à savoir que pour un échange thermique fixe, la température de sortie du sol sera à peu près constante peu importe le débit. Par conséquent, puisque la température d'entrée aux pompes à chaleur n'est pas influencée par la présence d'un EFV, il n'est pas surprenant de constater que la consommation des pompes à chaleur est sensiblement la même pour les deux cas.

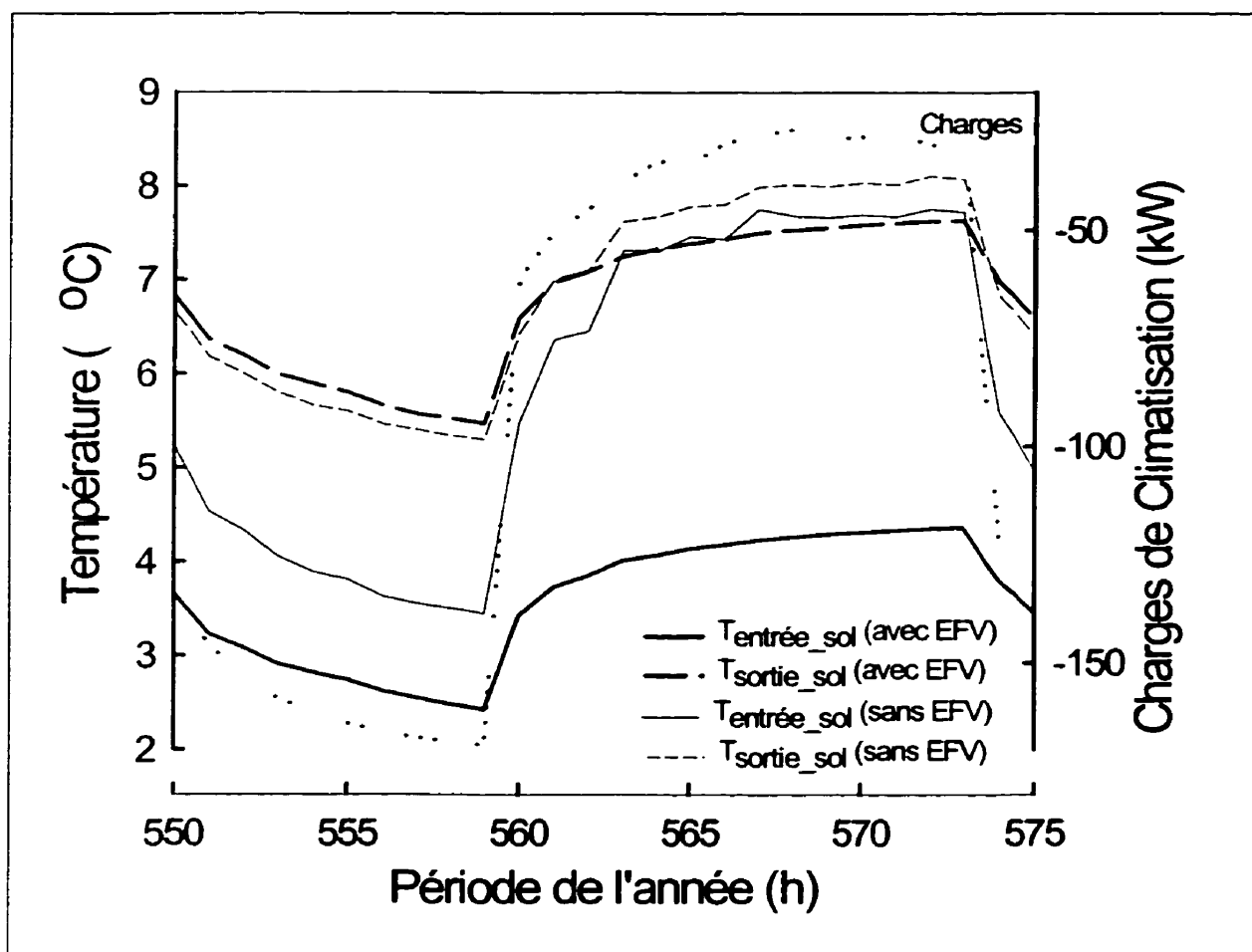


Figure 7.6 – Évolution des températures à l'entrée et à la sortie du sol pour une journée d'hiver.

Lorsque l'on considère l'évolution des températures pour une journée d'hiver (figure 7.6), on remarque que les conclusions tirées de l'analyse de la journée d'été s'appliquent. En effet, la température à l'entrée du sol est passablement différentes pour les deux cas. Par contre, les température de sortie du sol sont très semblables.

CONCLUSION

8.1 Généralités

Environ 30% de toute l'énergie consommée au Canada sert à l'opération de systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation. L'utilisation des réseaux de pompe à chaleur géothermiques est une des méthodes innovatrices permettant de réduire la consommation énergétique d'un bâtiment car, tel que présenté au chapitre précédent, le rendement moyen d'une pompe à chaleur dans une telle installation peut facilement atteindre 300%. La présente étude se concentre sur un réseau de pompes à chaleur décentralisées reliés, par l'intermédiaire d'un réseau de distribution, à une série d'échangeurs verticaux enfouis dans le sol.

8.2 Revue des objectifs

L'utilisation de l'énergie géothermique est très attrayante du point de vue énergétique. Cependant, la conception de ce genre de système n'est pas simple et l'incompréhension des phénomènes de base de la part des différents intervenants dans le domaine ne favorise pas le recours à de telles installations. Par exemple, la méthode de dimensionnement de l'échangeur proposée par ASHRAE ne se prête pas à une compréhension facile. La

présente étude a pour objectif de produire une base de connaissances utilisable par l'industrie pour des projets géothermiques.

Tel que mentionné dans la revue de la littérature, la consommation énergétique de la pompe de circulation d'un système géothermique peut représenter une portion significative (entre 12 et 41% selon certaines études) de la consommation énergétique globale du système (pompes à chaleur et pompe de circulation). Il existe donc un potentiel d'économie important au niveau de l'opération de la pompe de circulation. Le deuxième objectif de la présente étude est de déterminer le débit de pompage optimal de systèmes géothermiques. Comme les changements de débit s'accompagnent de variations des performances de l'échangeur dans le sol et des pompes à chaleur, la recherche du débit optimal passe par une analyse détaillée des échanges thermiques dans le sol ainsi qu'au niveau des pompes à chaleur.

8.3 Méthodologie

La présente étude a pour but d'optimiser le débit de circulation du fluide caloporteur à l'intérieur de la boucle thermique d'un réseau de pompes à chaleur. Pour ce faire, le logiciel TRNSYS/IISiBat version 14.2 est utilisé. Ce logiciel permet la simulation de systèmes thermiques par le biais de modules (TYPE) modélisant le comportement de chacune des composantes du système. Utilisant les possibilités offertes par l'architecture ouverte de TRNSYS, il a été possible de modifier plusieurs des modules de base pour les

adapter aux particularités de la présente étude. La modélisation de systèmes géothermiques à l'aide de TRNSYS est partiellement validé à l'aide de données expérimentales provenant d'un système existant (chapitre VI).

8.4 Contributions de la présente étude

La recherche du débit optimal s'est déroulée en plusieurs étapes. Ainsi plusieurs modules de TRNSYS ont été modifiés et constituent une contribution intéressante pour la communauté des chercheurs utilisant TRNSYS. Par ailleurs, la présente étude a permis de développer des courbes adimensionnelles donnant la puissance à l'entrée d'un groupe entraînement à fréquence variable – moteur - pompe en fonction du débit adimensionnel à pomper. Finalement, un système géothermique complet a été simulé et le débit optimal de pompage a été obtenu pour un cas particulier.

8.4.1 Modifications aux modules de TRNSYS

Les besoins particuliers de la présente étude ont engendré la modification et même la création de certains modules dans TRNSYS.

Pour bien simuler un système de pompes à chaleur géothermiques, il est nécessaire d'avoir un module de pompe à chaleur permettant de reproduire le plus fidèlement possible sa performance en fonction d'une variation de certains paramètres dont le débit

et la température du fluide caloporteur, le débit d'air et les températures sèche et humide de l'air. Tel que montré au chapitre II et à l'annexe A, le module de la pompe à chaleur utilisé accomplit très bien cette tâche avec une erreur maximale de 4,89 %. Cependant, le module original fonctionne en deux modes seulement, soit un fonctionnement à plein régime ou un arrêt ; aucune modulation n'est possible au cours d'un pas de temps. Le module de pompe à chaleur a donc été modifié pour permettre une opération entre 0 et 100%. Les modifications apportées au module existant sont décrites à la section 2.3.2.

Le module thermostat créé pour la présente étude est intimement relié à l'opération des pompes à chaleur. Il permet d'envoyer un signal de 0 à 1 à la pompe à chaleur en analysant la capacité en chauffage (ou en climatisation) de la pompe à chaleur et l'impact de cette capacité sur la température ambiante dans le bâtiment. L'opération du thermostat est résumé à la figure 5.4.

La bibliothèque de TRNSYS contient un module de pompe de circulation. Cependant, ce dernier ne permet pas de coupler la pompe de circulation à un entraînement à fréquence variable. Tel que mentionné au chapitre IV, il est important de prendre en considération les différents rendements dans un tel groupe EFV - moteur – pompe. Or, peu d'études se sont penchées sur ce problème. Par conséquent, compte tenu de l'objectif de l'étude, il était important d'analyser en détail la puissance de pompage. Ceci a mené à une nouvelle méthode de calcul de la puissance de pompage. L'originalité de la méthode vient du fait quelle est non seulement applicable aux systèmes géothermiques mais aussi aux systèmes

de pompage en général. La figure 4.8 présente l'essentiel de cette nouvelle méthode. Les courbes présentées sur cette dernière figure sont adimensionnelles de sorte qu'il est possible de trouver la puissance de pompage en connaissant deux paramètres : la puissance à l'arbre pour les conditions nominales et la valeur du paramètre X (qui représente le rapport entre le point de consigne de la sonde de pression différentielle et la perte de charge totale dans le système pour les conditions nominales). L'utilisation de cette méthode a permis de démontrer que la puissance requise à l'entrée d'un groupe EFV-moteur-pompe s'éloigne considérablement de la puissance prédite par la loi des pompes parce que cette dernière loi ne tient pas compte de la variation des rendements du moteur électrique et de l'EFV avec la vitesse. Finalement, en s'inspirant des courbes de la figure 4.8, un module TRNSYS a été créé de toute pièce pour modéliser le comportement d'un groupe EFV-moteur-pompe.

8.4.2 Méthode de la source de chaleur cylindrique

Lors de l'analyse du transfert thermique transitoire dans le sol, la méthode classique dite de la source de chaleur cylindrique a été passée en revue. Bien que cette méthode existe depuis longtemps, il y a peu d'exemples clairs dans la littérature sur son utilisation. L'annexe B a été écrite pour palier à cette lacune.

8.4.3 Recherche du débit optimal

Suite à la création ou à la modification des différents modules et à leur implantation dans TRNSYS, le système complet a été partiellement validé à l'aide de données expérimentales. Ensuite, la présente étude s'est penché sur la détermination du débit optimal de pompage pour un cas particulier.

Il est utile de rappeler que généralement le débit de pompage utilisé par les concepteurs se situe entre 0,025 et 0,05 L/s par kW. Ces débits ont donc servi de référence pour les simulations. Dans chaque cas, le débit simulé a été basé soit sur la capacité installée, donc par « kW frigorifique » ou sur la charge, donc par « kW de charge ». De plus, chaque débit a été simulé avec et sans EFV. Donc au total ce sont huit cas qui ont été étudiés. Il s'agit dans chaque cas de déterminer la consommation énergétique combinée des pompes à chaleur et de la pompe de circulation pour une année complète.

Le bâtiment simulé est situé à Montréal et a une surface de 4900 m². La longueur de l'échangeur dans le sol a été déterminée à l'aide de la méthode proposée par ASHRAE (1995). La perte de charge engendre une valeur du paramètre X égal à 0,54. De plus, le temps d'opération moyen des pompes à chaleur durant l'année est d'environ 1800 heures ce qui représente un pourcentage d'utilisation de 20,5 %.

Les résultats montrés au tableau 7.3 tendent à démontrer que le cas le moins énergivore utilise une pompe dont le débit nominal est de 0,05 L/s par kW basé sur les charges et couplé à entraînement à fréquence variable. Cependant, ce cas ne se démarque pas vraiment puisque cinq autres cas ont une consommation énergétique se trouvant à 2,5% de ce dernier. Ce qui est sûr, c'est que les deux derniers cas, qui n'utilisent pas d'EFV et qui ont des débits nominaux de 0,05 L/s par kW frigorifique, sont nettement plus énergivores avec des consommations énergétiques de 7,4 et 14,9% supérieures à l'option gagnante. Évidemment, ces résultats ne sont valides que pour le cas étudié. Il serait téméraire de porter des conclusions générales pour tous les systèmes géothermiques.

8.5 Recommandations

Ce travail a permis de proposer une méthodologie pour simuler des systèmes géothermiques. Chacun des différents modèles fonctionne bien et ne devrait pas nécessiter de modifications supplémentaires. Les efforts futurs devraient porter sur l'optimisation du débit de pompage.

La présente étude portait sur un type de bâtiment pour un seul type de conditions météorologiques. De plus, une seule longueur d'échangeur géothermique a été simulée menant à une seule valeur du paramètre X. Finalement, le moteur électrique n'était pas surdimensionné, comme c'est souvent le cas, ce qui a pour effet de sous-estimer la consommation énergétique de la pompe. L'impact d'une variation de tous ces facteurs

devra être vérifié pour en arriver à des recommandations universelles sur le débit de pompage optimal.

L'exploitation du système en mode d'équilibrage thermique par le biais d'une vanne trois voies montée à l'entrée ou à la sortie du sol pourrait diminuer la consommation de la pompe de circulation. L'équilibrage thermique survient lorsque l'énergie rejetée à l'intérieur de la boucle thermique par les pompes à chaleur opérant en mode climatisation est partiellement extraite par les pompes à chaleur opérant en mode chauffage et vice versa. L'installation d'une telle vanne permettrait la recirculation du fluide dans la boucle thermique en évitant le passage dans l'échangeur géothermique, réduisant ainsi les pertes de charges. Cette vanne ne serait pas modulante et adopterait donc une position complètement ouverte ou complètement fermée selon la température de la boucle thermique. Ainsi, la vanne est en mode recirculation tant que la température de la boucle demeure entre deux bornes préalablement définies. Lorsque la température de la boucle devient trop élevée ou trop basse, la vanne trois voies s'ouvre et dirige le fluide vers l'échangeur pour que celui-ci se réchauffe ou se refroidisse, selon le cas, en cédant ou en retirant l'énergie du sol.

Une des voies possibles pour la détermination du débit optimal est d'utiliser la figure 4.8 comme point de départ. Il s'agirait dans un premier temps d'inclure sur cette figure, tout en gardant la présentation adimensionnelle, l'impact d'un surdimensionnement du moteur électrique tel que fait par Bernier et Bourret (1999) pour des systèmes fermés (pour

lesquelles $X=0$). Ensuite, il serait sans doute utile d'examiner la littérature scientifique pour trouver des cas répertoriés donnant le nombre d'heures d'utilisation annuelle des pompes à chaleur. En effet, ce paramètre sera sans doute utile puisqu'il combine d'un seul coup les différents types de bâtiment et les différents climats. Si ces nombres d'heures d'utilisation typiques n'existent pas ils pourraient être générés en simulant plusieurs systèmes sous TRNSYS. Il ne sera sans doute pas important de scinder ce nombre d'heures en heures en mode chauffage et en heures en mode climatisation puisque la puissance de pompage n'est pas influencée directement par le mode d'opération. Ensuite, il s'agira de combiner le nombre d'heures d'utilisation de chaque pompe à chaleur de façon à trouver le nombre d'heures annuelles pendant lesquelles le système fonctionne à un certain pourcentage du débit nominal (i.e. à un certain débit adimensionnel). Finalement, ce nombre d'heure sera multiplié par la puissance requise à l'entrée du groupe moteur-pompe pour chaque débit adimensionnel, tel que déterminé à la figure 4.8, pour trouver la consommation énergétique de pompage annuelle.

Finalement, il serait utile de recueillir des données expérimentales sur la consommation énergétique de pompes sur des installations réelles pour valider l'approche proposée.

RÉFÉRENCES

ANDREWS, J.W. (1979). A TRNSYS-Compatible Model Of Ground-Coupled Storage. BNL 51061, Septembre.

ASHRAE (1995). ASHRAE Handbook, Applications. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

ASHRAE (1996). ASHRAE Handbook, HVAC Systems And Equipment. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

ASHRAE (1997). ASHRAE Handbook, Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

ASHRAE (1998). Operating Experiences With Commercial Ground-Source Heat Pump Systems. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.

BALL, D.A., FISHER, R.D., HODGETT, D.L. (1983). Design Methods for Ground-Source Heat Pumps. ASHRAE Transactions, Volume 89, No. 2B, 416-440.

BERNIER, M.A., BOURRET, B. (1998). Wire-to-Water Efficiencies And Energy

Consumption For Pumps Driven By Variable Frequency Drives. Accepté pour publication dans ASHRAE JOURNAL.

BERNIER, M., LEMIRE, N. (1999). Non-Dimensional Pumping Power Curves for Water Loop Heat Pump Systems. ASHRAE Transactions, Volume 105.

BEST, D. (1998). Ground-Coupled Heat Pumps In A Large Residential Installation. CADDET Energy Efficiency, Newsletter No 3, 17-19.

BOSE, J.E., PARKER, J.D., MCQUISTON, F.C. (1985a). Design/Data Manual For Closed-Loop Ground-Coupled Heat Pump Systems. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

BOSE, J.E., PARKER, J.D., MCQUISTON, F.C. (1985b). The ASHRAE Design/Data Manual For Ground-Coupled Heat Pumps. ASHRAE Transactions, Volume 91, No. 2B, 1169-1184.

BOSE, J.E., PARKER, J.D. (1983). Ground-Coupled Heat Pump Research. ASHRAE Transactions, Volume 89, No. 2B, 375-390.

CANE, R.L.D., FORGAS, D.A. (1991). Modeling Of Ground-Source Heat Pump Performance. ASHRAE Transactions, Vol. 97, No 1, 909-925.

CANE, R.L.D., CLEMES, S.B., MORRISON, A. (1996). Operating Experiences With

Commercial Ground-Source Heat Pumps—Part 1. ASHRAE Transactions, Vol. 102, No 1.

CANE, R.L.D., MORRISON, A., IRELAND, C.J. (1998a). Operating Experiences With Commercial Ground-Source Heat Pumps—Part 2. ASHRAE Transactions, Vol. 104, No 2.

CANE, R.L.D., MORRISON, A., IRELAND, C.J. (1998b). Maintenance And Service Costs Of Commercial Building Ground-Source Heat Pumps. ASHRAE Transactions, Vol. 104, No 2.

CANETA RESEARCH INC. (1995). Commercial/Institutional Ground-Source Heat Pump Engineering Manual. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

CARSLAW, H.S., JAEGER, J.C. (1959). Conduction of Heat In Solids. Oxford University Press.

CATAN, M.A., BAXTER, V.D. (1985). An Optimized Ground-Coupled Heat Pump System Design For Northern Climate Applications. ASHRAE Transactions, Vol. 91, No 2B, 1185-1203.

CHEREMISINOFF, N.P., CHEREMISINOFF, P..N. (1992). Pumps And Pumping Operations. Prentice-Hall, New-York.

CLAESSON, J., ESKILSON, P. (1988a). Conductive Heat Extraction To A Deep

Borehole. Energy, Vol. 13, No 6, 509-527.

CLAESSON, J., ESKILSON, P. (1988b). Simulation Model For Thermally Interacting Heat Extraction Boreholes. Numerical Heat Transfer, Vol. 13, 149-165.

CLIMATE MASTER (1995). E Series: Water Source Heat Pumps. Oklahoma City, OK.

DEERMAN, P.E., KAVANAUGH, S.P. (1991). Simulation Of Vertical U-Tube Ground-Coupled Heat Pump Systems Using The Cylindrical Heat Source Solution. ASHRAE Transactions : Research, 287-294.

DINSE, D.R. (1998). Geothermal System For School. ASHRAE Journal, Vol. 40, No 5, 52-54.

EPRI (1992). Ground source heat pumps. Electric Power Research Institute.

EDWARDS, J.A., VITTA, P.K. (1985). Heat Transfer From Earth-Coupled Heat Exchangers – Experimental And Analytical Results. ASHRAE Transactions, Vol. 91, No 2B, 70-80.

GENEST, F. (1999). Étude de la performance du refroidissement naturel indirect selon les conditions climatiques. Mémoire de Maîtrise. École Polytechnique de Montréal, Montréal, PQ.

GOULD (1979). E-plus: Energy Efficient Motor Selection Guide. Bulletin 3307.

GU, Y., O'NEAL, D.L. (1998). Development Of An Equivalent Diameter Expression For Vertical U-Tubes Used In Ground-Coupled Heat Pumps. ASHRAE Transactions, Vol. 104, No 2.

HEGBERG, R.A. (1991). Converting Constant-Speed Hydronic Pumping Systems to Variable-Speed Pumping. ASHRAE Transactions, Vol 97, No 1, 739-745.

HELLSTRÖM, G. (1991). Ground Heat Storage : Thermal Analysis Of Duct Storage Systems. University of Lund.

HUGHES, P.J. (1990). Survey of Water-Source Heat Pump System Configurations In Current Practice. ASHRAE Transactions, Vol. 96, No 1, 1021-1028.

HYDRO-QUÉBEC (1993). Systèmes de pompage. Guide Technique.

INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P. (1990). Fundamentals of Heat And Mass Transfer. 3^e édition, Wiley.

INGERSOLL, L.R., PLASS, H.J. (1948). Theory Of The Ground Pipe Heat Source For The Heat Pump. Heating, Piping & Air Conditioning, Vol. 20, No 7, 119-122.

INGERSOLL, L.R., ALDER, F.T., PLASS, H.J., INGERSOLL, A.C. (1950). Theory Of Earth Heat Exchangers For The Heat Pump. Heating, Piping & Air Conditioning, Vol.

22, No 5, 113-122.

INGERSOLL, L.R., ZOBEL, O.J., INGERSOLL, A.C. (1954). Heat Conduction With Engineering, Geological, And Other Applications. University Of Wisconsin Press.

KAVANAUGH, S.P. (1992). Ground-Coupled Heat Pumps For Commercial Buildings. ASHRAE Journal, Vol. 34, No 9, 30-37.

KAVANAUGH, S.P. (1995). A Design Method For Commercial Ground-Coupled Heat Pumps. ASHRAE Transactions, Vol. 101, No 2, 25-31.

KAVANAUGH, S.P. (1996). Water Loop Design For Ground-Coupled Heat Pumps. ASHRAE Journal, Vol 38, No 5, 43-47.

KAVANAUGH, S.P., RAFFERTY, K. (1997). Ground-Source Heat Pumps : Design of Geothermal Systems For Commercial And Institutional Buildings. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

KAVANAUGH, S.P. (1998). Development Of Design Tools For Ground-Source Heat Pump Piping. ASHRAE Transactions, Vol. 104, No 1.

KLEIN, S.A. (1998). Engineering Equation Solver (EES). f-chart software.

KOMOR, P. (1997). Space Cooling Demands From Office Plug Loads. ASHRAE Journal, Vol. 39, No 12, 41-44.

KUSH, E.A. (1990). Detailed Field Study Of A Water-Loop Heat Pump System. ASHRAE Transactions, Vol 96, No 1, 1048-1063.

KUSH, E.A., BRUNNER, C.A. (1991). Field Test Results Applied To Optimizing Water-Loop Heat Pump Design and Performance. ASHRAE Transactions, Vol 97, No 2, 727-735.

KUSH, E.A., BRUNNER, C.A. (1992). Optimizing Water-Loop Heat Pump Design And Performance. ASHRAE Journal, Vol 34, No 2, 14-19.

LEI, T.K. (1993). Development Of A Computational Model For A Ground-Coupled Heat Exchanger. ASHRAE Transactions, Vol. 99, No 1, 149-159.

LEMIRE, N., BERNIER, M. (1999a). Optimisation du débit de pompage d'un réseau de pompes à chaleur géothermiques relié à un échangeur à puits verticaux. IV^e Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois Sur La Thermique Des Systèmes À Température Modérée, Montréal, QC, 243-248.

LEMIRE, N., BERNIER, M., (1999b). Un nouveau « TYPE » pour la détermination de la puissance de pompes munies d'entraînement à fréquence variable. 2^e Séminaire TRNSYS Francophone, Montréal, QC.

Li, X. (1998). Thermal Performance And Energy Saving Effect Of Water-Loop Heat Pump Systems With Geothermal. Energy Conversion Management, Vol 39, No 3/4, 295-301.

LORD KELVIN (1882). Mathematical and Physical Papers.

LUND, P.D., ÖSTMAN, M.B. (1985). A Numerical Model for Seasonal Storage of Solar Heat In The Ground By Vertical Pipes. Solar Energy, Vol 34, No 4/5, 351-366.

METZ, P.D. (1983). A Simple Computer Program To Model Three-Dimensional Underground Heat Flow With Realistic Boundary Conditions. ASME Transactions, Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 105, 42-49.

MOHAMMAD-ZADEH, Y., JOHNSON, R.R., EDWARDS, J.A., SAFEMAZANDARANI, P. (1989). Model Validation For Three Ground-Coupled Heat Pumps. ASHRAE Transactions, Volume 95, No. 2, 215-221.

NATIONAL RURAL ELECTRIC COOPERATIVE ASSOCIATION, OKLAHOMA STATE UNIVERSITY, INTERNATIONAL GROUND-SOURCE HEAT PUMP ASSOCIATION. (1988). Closed-Loop/Ground-Source Heat Pump Systems : Installation Guide. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

PAHUD, D., HELSTRÖM, G. (1996). The New Duct Ground Heat Model For TRNSYS. Proceedings of Eurotherm Seminar, No 49, 127-136.

PARTIN, J.R. (1985). Sizing The Closed-Loop Earth Coupling For Heat Pumps. ASHRAE Transactions, Vol. 91, No 2B, 61-69.

PIETSCH, J.A. (1990). Water-Loop Heat Pump Systems Assessment. ASHRAE Transactions, Vol 96, No 1, 1029-1038.

PIETSCH, J.A. (1991). Optimization of Loop Temperatures In Water-Loop Heat Pump Systems. ASHRAE Transactions, Vol 97, No 2, 713-726.

PIETSCH, J.A. (1991). Water-Loop Heat Pump Systems: Assessment Study Update. Electric Power Research Institute, Dallas, TX.

QUINN, S. (1997). Geothermal Systems : A Smart Investment For Schools. Energy efficiency in schools, Newsletter No 1, 13-15.

RISHEL, J.B. (1991). Control of Variable-Speed Pumps On Hot- And Chilled-Water Systems. ASHRAE Transactions, Vol 97, No 1, 746-750.

RISHEL, J.B. (1995). The History Of HVAC Variable-Speed Pumping. ASHRAE Transactions, Vol 101, No 1, 1260-1263.

RISHEL, J.B. (1996). HVAC Pump Handbook. McGraw-Hill.

ROTTMAYER., S.P., BECKMAN, W.A., MITCHELL, J.W. (1997). Simulation of A Single Vertical U-Tube Ground Heat Exchanger In An Infinite Medium. ASHRAE Transactions, Vol. 103, No 2.

RYBACH, L., EUGSTER, W., HOPKIRK, R.J., BURKART, R. (1990). Design and Long-Term Performance Characteristics of Vertical Earth Heat Exchangers. Geothermal Resources Council Transactions, Vol. 14, No 1, 343-349.

SEL, (1996). TRNSYS, A Transient System Simulation Program. University of Wisconsin-Madison.

SHONDER, J.A., BAXTER, V., THORNTON, J., HUGHES, P. (1999). A New Comparison of Vertical Ground Heat Exchanger Design Methods for Residential Applications. ASHRAE Transactions, Vol. 105, No 2.

STEBBINS, W.L. (1996). Motor Efficiency And Performance. Practical Guide to Electrical Engineering, Supplement to ASHRAE Journal, Vol. 38, No 11.

TESS, (1996). Ground-Coupled Heat Pumps Library for TRNSYS. Thermal Energy System Specialists.

THORNTON, J.W., HUGHES, P.J, MCDOWELL, T.P., PAHUD, D., SHONDER, J.A., HELLSTRÖM, G.A.J. (1997). Residential Vertical Geothermal Heat Pump System

Models : Calibration to Data. ASHRAE Transactions, Vol. 103, No 2, 660-674.

TRELEASE, S.W. (1989). Commercial And Industrial Earth Coupled Heat Pump Systems. Energy engineering, Vol. 86, No 4, 48-58.

TWEEDIE, S.W. (1999). Geothermal System For Prison. ASHRAE Journal, Vol. 41, No 8, 59-61.

WOLLER, B.E. (1994). Design And Operation of a Commercial Water-Loop Heat Pump System With A Ground-Loop Heat Exchanger. ASHRAE Transactions, Vol 100, No 1, 33-43.

WOOD, W.R. (1987). Beware Of Pitfalls When Applying Variable-Frequency Drives. Power, February, 47-48.

YAVUZTURK, C., SPITLER, J.D. (1999a). A Short Time Step Response Factor Model For Vertical Ground Loop Heat Exchangers. ASHRAE Transactions, Vol. 105, No 2.

YAVUZTURK, C., SPITLER, J.D., REES, S.J. (1999b). A Transient Two-Dimensional Finite Volume Model for the Simulation of Vertical U-Tube Ground Heat Exchangers. ASHRAE Transactions, Vol. 105, No 2.

ANNEXE A

MODULE DE POMPE À CHALEUR

A.1 Généralités

Cette annexe présente en détail les paramètres, entrées et sorties du module TRNSYS de pompe à chaleur utilisé dans la présente étude. De plus, la procédure d'obtention des coefficients des corrélations utilisées dans le modèle est discutée.

A.2 Paramètres, entrées et sorties

Les tableaux 2.1 et 2.2 du chapitre 2 donnent les différents paramètres, entrées et sorties du module TRNSYS. Ces tableaux sont reproduits ici pour faciliter la compréhension (tableaux A.1 et A.2).

Le paramètre 1 sert à identifier la pompe à chaleur dans le fichier de données. Le paramètre 2 précise l'unité logique utilisé (requis pour un fichier FORTRAN). Les paramètres numéros 3, 4 et 5 permettent de décrire les fluides participants à l'échange thermique autant du côté eau que du côté air. Il est donc essentiel de fournir la chaleur spécifique des deux fluides ainsi que la masse volumique du fluide caloporteur. De plus,

les paramètres 8 et 9 sont utiles pour déterminer la puissance consommée par le compresseur.

Tableau A.1 – Paramètres et entrées du module de pompe à chaleur

1	Identificateur de la pompe à chaleur	1	Température d'entrée du fluide caloporteur
2	Unité logique	2	Débit du fluide caloporteur
3	Masse volumique du fluide caloporteur	3	Température de l'air à l'entrée
4	Chaleur spécifique du fluide caloporteur	4	Humidité absolue de l'air
5	Chaleur spécifique de l'air	5	Débit d'air
6	Chaleur spécifique de l'ECD	6	Température d'entrée de l'ECD
7	UA pour l'ECD	7	Débit d'ECD
8	Puissance du ventilateur	8	Coefficient de contrôle en climatisation
9	Puissance du contrôleur	9	Coefficient de contrôle en chauffage
10	Facteur d'encrassement relié à la puissance (climatisation)	10	Température du réfrigérant pour l'ECD en climatisation
11	Facteur d'encrassement relié à la capacité (climatisation)	11	Température du réfrigérant pour l'ECD en chauffage
12	Facteur d'encrassement relié à la puissance (chauffage)		
13	Facteur d'encrassement relié à la capacité (chauffage)		
14	Coefficient de cyclage en climatisation		
15	Coefficient de cyclage en chauffage		

Certaines pompes à chaleur offrent la possibilité de produire de l'eau chaude domestique. Le modèle en tient compte en incluant certains paramètres et certaines entrées (voir les paramètres 6, 7 et les entrées 6, 7, 10 et 11 au tableau 2.1). Par contre, si la pompe à chaleur modélisée ne possède pas ces caractéristiques, seul le débit d'eau chaude domestique (entrée 7) doit être mis à zéro pour ne pas que le modèle en tienne compte.

Le modèle tient aussi compte de l'encrassement et du vieillissement de la pompe à chaleur par le biais des paramètres 10, 11, 12 et 13 ainsi que de la baisse de performance

causée par des arrêts/départs fréquents de la pompe à chaleur par le biais des paramètres 14 et 15. Ces paramètres constituent en fait des conditions d'opération secondaires fournies par l'utilisateur pour obtenir les performances réelles à chaque pas de temps. La modification des performances de la pompe à chaleur causée par l'encrassement et le vieillissement se réalise en multipliant les performances par un facteur de correction. Ces facteurs prennent normalement une valeur légèrement supérieure à 1 quand ils sont reliés à la puissance tandis qu'ils prennent une valeur quelque peu inférieure à 1 quand ils sont reliés à la capacité. La modification des performances causée par le cyclage de la pompe à chaleur peut être évaluée à l'aide d'un coefficient de correction. La valeur de ce coefficient change en fonction du temps d'opération de la pompe à chaleur. Ainsi, si la pompe à chaleur vient tout juste de se mettre en marche, le coefficient de correction affecte ses performances en les diminuant. Par contre, si elle est en fonction depuis un long moment, le coefficient tend vers 1. Il est à noter que ce coefficient peut prendre deux valeurs différentes soit une en mode chauffage et une en mode climatisation. Pour la présente étude, ce coefficient de correction est négligé. Ainsi, la pompe à chaleur atteint 100% de ses performances à partir du moment où elle entre en fonction. Les coefficients influençant les performances de la pompe à chaleur dû au vieillissement et à l'encrassement sont eux aussi négligés dans cette étude.

Pour bien décrire les caractéristiques des fluides participants à l'échange thermique, il est important de connaître leurs températures et leurs débits respectifs à l'entrée de la pompe à chaleur. Ceci est accompli à l'aide des entrées numéro 1, 2, 3 et 5. L'humidité absolue étant un autre paramètre important dans la description des conditions de l'air, elle est prise en compte à l'aide de l'entrée numéro 4. Dans la présente étude, l'évolution de

Tableau A.2 – Sorties du module de pompe à chaleur

Sortie	
1	Température de sortie du fluide caloporteur
2	Débit du fluide caloporteur
3	Température de sortie de l'air
4	Humidité absolue de l'air
5	Débit d'air
6	Température de sortie de l'ECD
7	Débit de l'ECD
8	Transfert thermique total vers l'air
9	Transfert thermique sensible vers l'air
10	Transfert thermique latent vers l'air
11	Transfert thermique total vers l'eau
12	Transfert thermique total vers l'ECD
13	Puissance du compresseur
14	Puissance de la pompe à chaleur
15	COP
16	EER
17	Temps de fonctionnement en climatisation
18	Temps de fonctionnement en chauffage
19	Fraction de la capacité en climatisation
20	Fraction de la capacité en chauffage

l'humidité de l'air à l'intérieur du bâtiment n'a pas été étudiée. L'humidité relative de l'air a plutôt été considérée constante et égale à 50%.

Les sorties numéro 1 à 5 décrivent l'état des deux fluides interagissant avec l'évaporateur et le condenseur. Ce sont les sorties 8, 9, 10 et 14 qui sont directement obtenues à l'aide des corrélations présentées à la prochaine section. L'obtention des sorties 13, 15 et 16 est expliquée précédemment. Il est à noter que les coefficients COP et EER de ce modèle incluent la consommation énergétique du contrôleur de la pompe à chaleur et du ventilateur.

Tableau A.3 – Structure du fichier d'entrée du modèle de pompe à chaleur de TRNSYS

1	Q_{totale} en climatisation	$Q_{RT}(1), Q_{RT}(2), Q_{RT}(3), Q_{RT}(4)$
2	Q_{sensible} en climatisation	$Q_{RS}(1), Q_{RS}(2), Q_{RS}(3), Q_{RS}(4)$
3	$Q_{\text{rejetée}}$ en climatisation	$Q_{CRJ}(1), Q_{CRJ}(2), Q_{CRJ}(3), Q_{CRJ}(4)$
4	P_{PAC} en climatisation	$P_{CL}(1), P_{CL}(2), P_{CL}(3), P_{CL}(4)$
5	Q_{totale} en chauffage	$Q_{CT}(1), Q_{CT}(2), Q_{CT}(3), Q_{CT}(4)$
6	$Q_{\text{retirée}}$ en chauffage	$Q_{CRT}(1), Q_{CRT}(2), Q_{CRT}(3), Q_{CRT}(4)$
7	P_{PAC} en chauffage	$P_{CH}(1), P_{CH}(2), P_{CH}(3), P_{CH}(4)$
8	Facteur de correction (temp) appliqué à Q_{totale} en climatisation	$FCT_{RT}(1), FCT_{RT}(2), FCT_{RT}(3)$
9	Facteur de correction (temp) appliqué à Q_{sensible} en climatisation	$FCT_{RS}(1), FCT_{RS}(2), FCT_{RS}(3)$
10	Facteur de correction (temp) appliqué à $Q_{\text{rejetée}}$ en climatisation	$FCT_{CRJ}(1), FCT_{CRJ}(2), FCT_{CRJ}(3)$
11	Facteur de correction (débit) appliqué à Q_{totale} en climatisation	$FCD_{RT}(1), FCD_{RT}(2)$
12	Facteur de correction (débit) appliqué à Q_{sensible} en climatisation	$FCD_{RS}(1), FCD_{RS}(2)$
13	Facteur de correction (débit) appliqué à $Q_{\text{rejetée}}$ en climatisation	$FCD_{CRJ}(1), FCD_{CRJ}(2)$
14	Facteur de correction (débit) appliqué à P_{PAC} en climatisation	$FCD_{PCL}(1), FCD_{PCL}(2)$
15	Facteur de correction (temp) appliqué à Q_{totale} en chauffage	$FCT_{CT}(1), FCT_{CT}(2), FCT_{CT}(3)$
16	Facteur de correction (temp) appliqué à $Q_{\text{retirée}}$ en chauffage	$FCT_{CRT}(1), FCT_{CRT}(2), FCT_{CRT}(3)$
17	Facteur de correction (temp) appliqué à P_{PAC} en chauffage	$FCT_{PCH}(1), FCT_{PCH}(2), FCT_{PCH}(3)$
18	Facteur de correction (débit) appliqué à Q_{totale} en chauffage	$FCD_{CT}(1), FCD_{CT}(2)$
19	Facteur de correction (débit) appliqué à $Q_{\text{retirée}}$ en chauffage	$FCD_{CRT}(1), FCD_{CRT}(2)$
20	Facteur de correction (débit) appliqué à P_{PAC} en chauffage	$FCD_{PCH}(1), FCD_{PCH}(2)$

A.3 Organisation de la série de données

Tel que mentionné au chapitre deux, le fichier d'entrée du modèle de pompe à chaleur est constitué de coefficients (montrés au tableau A.3). Ces coefficients sont utilisés dans les corrélations décrivant les performances de la pompe à chaleur pour différentes conditions d'opération. Ainsi quelques vingt lignes de coefficients pouvant contenir jusqu'à quatre

coefficients par ligne constituent une série de données caractérisant une pompe à chaleur. Le tableau A.3 montre l'emplacement de ceux-ci dans le fichier d'entrée. Par exemple, les quatre coefficients se retrouvant sur la première ligne ($Q_{TC}(1)$ à $Q_{TC}(4)$) se retrouvent sur la première ligne du fichier d'entrée. Il en va de même pour les coefficients de la deuxième ligne, de la troisième et ainsi de suite jusqu'aux deux derniers coefficients sur la vingtième ligne. Il est ainsi possible de retracer la position des différents coefficients dans le tableau par rapport aux corrélations présentées un peu plus loin.

Ces corrélations sont en fait des régression linéaires obtenues à partir de données expérimentales de manufacturiers. Un exemple de feuille de données techniques pour le modèle de pompe à chaleur HE060 de la compagnie Climate Master (1995) est présenté à la figure A.1 située à la fin de la présente annexe.

La méthodologie pour obtenir ces coefficients est expliquée dans la prochaine section. Comme le démontre la série d'équations qui suit, les corrélations peuvent être du premier ou du deuxième ordre et peuvent inclure des termes croisés ou non.

A.3.1 Performances de la pompe à chaleur en mode climatisation

$$Q^{N}_{\text{total,CL}} = Q_{\text{RT}}(1) + (Q_{\text{RT}}(2) \times \dot{m}_e) + (Q_{\text{RT}}(3) + (Q_{\text{RT}}(4) \times \dot{m}_e)) \times T_{e,e} \quad (\text{A.1})$$

$$Q^{N}_{\text{sensible,CL}} = Q_{\text{RS}}(1) + (Q_{\text{RS}}(2) \times \dot{m}_e) + (Q_{\text{RS}}(3) + (Q_{\text{RS}}(4) \times \dot{m}_e)) \times T_{e,e} \quad (\text{A.2})$$

$$Q^{N}_{\text{rejetée,CL}} = Q_{\text{CRJ}}(1) + (Q_{\text{CRJ}}(2) \times \dot{m}_e) + (Q_{\text{CRJ}}(3) + (Q_{\text{CRJ}}(4) \times \dot{m}_e)) \times T_{e,e} \quad (\text{A.3})$$

$$P^{N}_{\text{PAC,CL}} = P_{\text{CL}}(1) + (P_{\text{CL}}(2) \times \dot{m}_e) + (P_{\text{CL}}(3) + (P_{\text{CL}}(4) \times \dot{m}_e)) \times T_{e,e} \quad (\text{A.4})$$

où $Q^{N}_{\text{total,CL}}$ est le transfert total de chaleur avec l'air, $Q^{N}_{\text{sensible,CL}}$ est le transfert de chaleur sensible avec l'air, $Q^{N}_{\text{rejetée,CL}}$ est la chaleur rejetée dans la boucle d'eau mitigée et $Q^{N}_{\text{PAC,CL}}$ est la puissance électrique requise à l'entrée de la pompe à chaleur. L'exposant N signifie que la valeur est évaluée aux conditions nominales d'opération de la pompe à chaleur soit avec un débit d'air de 944 L/s et une température du bulbe sec de 26,7°C (et 19,4°C bulbe humide). Les coefficients $Q(\#)$ et $P(\#)$ sont les coefficients du fichier de données, \dot{m}_e est le débit d'eau et $T_{e,e}$ est la température de l'eau à l'entrée de la pompe à chaleur.

A.3.2 Performances de la pompe à chaleur en mode chauffage

$$Q_{\text{total,CH}}^N = Q_{\text{CT}}(1) + (Q_{\text{CT}}(2) \times \dot{m}_e) + (Q_{\text{CT}}(3) + (Q_{\text{CT}}(4) \times \dot{m}_e)) \times T_{e,c} \quad (\text{A.5})$$

$$Q_{\text{reure,CH}}^N = Q_{\text{CRT}}(1) + (Q_{\text{CRT}}(2) \times \dot{m}_e) + (Q_{\text{CRT}}(3) + (Q_{\text{CRT}}(4) \times \dot{m}_e)) \times T_{e,c} \quad (\text{A.6})$$

$$P_{\text{PAC,CH}}^N = P_{\text{CH}}(1) + (P_{\text{CH}}(2) \times \dot{m}_e) + (P_{\text{CH}}(3) + (P_{\text{CH}}(4) \times \dot{m}_e)) \times T_{e,c} \quad (\text{A.7})$$

Les équations A.1 à A.7 décrivent les performances des pompes à chaleur aux conditions nominales d'opération du côté air (i.e., un certain débit d'air à une certaine température et à un certain contenu en humidité). Lorsque les conditions s'éloignent de ces conditions nominales, les performances nominales doivent être corrigées à l'aide des facteurs de correction suivants.

A.3.3 Facteurs de correction de la température (FCT) en climatisation

$$\text{FCT}_{\text{RT}} = \text{FCT}_{\text{RT}}(1) + (\text{FCT}_{\text{RT}}(2) \times T_{a,c}(\text{BH})) + (\text{FCT}_{\text{RT}}(3) \times (T_{a,c}(\text{BH}))^2) \quad (\text{A.8})$$

$$\text{FCT}_{\text{RS}} = \text{FCT}_{\text{RS}}(1) + (\text{FCT}_{\text{RS}}(2) \times \text{HR}) + (\text{FCT}_{\text{RS}}(3) \times (\text{HR})^2) \quad (\text{A.9})$$

$$\text{FCT}_{\text{CRJ}} = \text{FCT}_{\text{CRJ}}(1) + (\text{FCT}_{\text{CRJ}}(2) \times T_{a,c}(\text{BH})) + (\text{FCT}_{\text{CRJ}}(3) \times (T_{a,c}(\text{BH}))^2) \quad (\text{A.10})$$

où les FCT sont les facteurs de corrections, les FCT(#) sont les coefficients des facteurs de corrections, $T_{a,c}(\text{BH})$ est la température du bulbe humide de l'air à l'entrée de la

pompe à chaleur et HR est l'humidité relative. Les indices RT, RS et CRJ signifient respectivement refroidissement total, refroidissement sensible et chaleur rejetée.

A.3.4 Facteurs de correction de la température (FCT) en chauffage

$$FCT_{CT} = FCT_{CT}(1) + (FCT_{CT}(2) \times T_{a,e}) + (FCT_{CT}(3) \times (T_{a,e})^2) \quad (A.11)$$

$$FCT_{CRT} = FCT_{CRT}(1) + (FCT_{CRT}(2) \times T_{a,e}) + (FCT_{CRT}(3) \times (T_{a,e})^2) \quad (A.12)$$

$$FCT_{PCH} = FCT_{PCH}(1) + (FCT_{PCH}(2) \times T_{a,e}) + (FCT_{PCH}(3) \times (T_{a,e})^2) \quad (A.13)$$

où les FCT sont les facteurs de corrections, les FCT(#) sont les coefficients des facteurs de corrections et $T_{a,e}$ est la température du bulbe sec de l'air à l'entrée de la pompe à chaleur. Les indices CT, CRT et PCH signifient respectivement chauffage total, chaleur retirée et puissance en mode chauffage.

A.3.5 Facteurs de correction du débit d'air (FCD) en climatisation

$$FCD_{RT} = FCD_{RT}(1) + (FCD_{RT}(2) \times \dot{m}_a) \quad (A.14)$$

$$FCD_{RS} = FCD_{RS}(1) + (FCD_{RS}(2) \times \dot{m}_a) \quad (A.15)$$

$$FCD_{CRJ} = FCD_{CRJ}(1) + (FCD_{CRJ}(2) \times \dot{m}_a) \quad (A.16)$$

$$FCD_{PCL} = FCD_{PCL}(1) + (FCD_{PCL}(2) \times \dot{m}_a) \quad (A.17)$$

où les FCD sont les facteurs de correction, les FCD(#) sont les coefficients des facteurs de correction et \dot{m}_a est le débit d'air à l'entrée de la pompe à chaleur.

A.3.6 Facteurs de correction du débit d'air (FCD) en chauffage

$$FCD_{CT} = FCD_{CT}(1) + (FCD_{CT}(2) \times \dot{m}_a) \quad (A.18)$$

$$FCD_{CRT} = FCD_{CRT}(1) + (FCD_{CRT}(2) \times \dot{m}_a) \quad (A.19)$$

$$FCD_{PCH} = FCD_{PCH}(1) + (FCD_{PCH}(2) \times \dot{m}_a) \quad (A.20)$$

A.3.7 Combinaison des performances nominales et des facteurs de correction

À titre d'exemple, l'utilisation des équations présentées aux paragraphes précédents pour le calcul du transfert thermique total de la pompe à chaleur vers l'air en mode climatisation sera donné par :

$$Q_{\text{Total.CL}} = Q_{\text{Total.CL}}^{\text{N}} \times \text{FCT}_{\text{RT}} \times \text{FCD}_{\text{RT}} \quad (\text{A.21})$$

Cette dernière valeur est la sortie no.8 du modèle (tableau A.2).

A.4 Méthode d'obtention des coefficients

Les coefficients des équations A.1 à A.20 sont obtenus en appliquant des régressions linéaires aux données expérimentales fournies par le fabricant. Le choix des variables dépendantes des corrélations décrites précédemment a été déterminé par le module de base de la pompe à chaleur. Les coefficients dépendent donc directement des choix faits par les concepteurs du TYPE initial. Pour la présente étude, les données expérimentales ont été prises directement à partir de la feuille de performance d'un fabricant (figure A.1). Les régressions linéaires ont été évaluées à l'aide du logiciel EES (1998). Les coefficients ainsi obtenus ont été insérés à leur endroit respectif dans le fichier d'entrées du modèle de pompe à chaleur

A.5 Évaluation de l'erreur du modèle

Les tableaux qui suivent contiennent les résultats d'une comparaison entre les données expérimentales du fabricant et les résultats issus du modèle de TRNSYS. Les tableaux A.4 et A.5 concernent les performances de la pompe à chaleur pour les

conditions nominales en mode climatisation et en mode chauffage respectivement. Les tableaux A.6 et A.7 concernent les coefficients de correction liés à la température d'entrée de l'air tandis que les tableaux A.8 et A.9 concernent les coefficients de correction liés au débit d'air. Ces résultats sont commentés à la section 2.3.5.

Tableau A.4 – Comparaison entre les données du manufacturier et les résultats issus du modèle pour le mode climatisation.

Débit L/s	T _e °C									
0,50	4,44	19,98	20,30	-1,59	24,43	24,74	-1,26	4,45	4,43	0,56
0,76	4,44	20,45	20,68	-1,13	24,87	25,08	-0,82	4,42	4,40	0,43
1,01	4,44	20,80	21,07	-1,26	25,20	25,41	-0,82	4,40	4,38	0,50
0,50	7,22	19,63	19,88	-1,26	24,15	24,47	-1,31	4,52	4,58	-1,33
0,76	7,22	20,22	20,27	-0,26	24,72	24,82	-0,41	4,50	4,56	-1,24
1,01	7,22	20,45	20,66	-1,02	24,93	25,17	-0,94	4,48	4,53	-1,18
0,50	10,00	19,34	19,46	-0,62	24,02	24,20	-0,75	4,68	4,74	-1,18
0,76	10,00	19,92	19,86	0,34	24,57	24,56	0,04	4,65	4,71	-1,38
1,01	10,00	20,16	20,25	-0,47	24,76	24,93	-0,68	4,63	4,69	-1,25
0,50	15,56	18,69	18,62	0,41	23,68	23,65	0,12	4,99	5,05	-1,10
0,76	15,56	19,28	19,03	1,30	24,25	24,05	0,83	4,97	5,02	-1,05
1,01	15,56	19,48	19,44	0,22	24,42	24,44	-0,10	4,93	5,00	-1,34
0,50	21,11	18,02	17,78	1,35	23,37	23,11	1,10	5,35	5,36	-0,17
0,76	21,11	18,46	18,20	1,39	23,80	23,53	1,12	5,34	5,33	0,17
1,01	21,11	18,84	18,63	1,12	24,14	23,96	0,75	5,30	5,31	-0,13
0,50	26,67	17,29	16,93	2,04	22,96	22,57	1,72	5,75	5,67	1,51
0,76	26,67	17,81	17,38	2,46	23,55	23,02	2,25	5,74	5,64	1,64
1,01	26,67	18,08	17,82	1,45	23,80	23,47	1,37	5,72	5,62	1,80
0,50	32,22	16,41	16,09	1,92	22,61	22,02	2,58	6,20	5,98	3,61
0,76	32,22	16,94	16,55	2,28	23,11	22,51	2,63	6,18	5,95	3,67
1,01	32,22	17,23	17,00	1,30	23,38	22,99	1,67	6,15	5,93	3,64
0,50	37,78	15,35	15,25	0,66	21,81	21,48	1,53	6,46	6,29	2,68
0,76	37,78	15,94	15,72	1,36	22,38	21,99	1,75	6,45	6,26	2,85
1,01	37,78	16,23	16,19	0,25	22,64	22,51	0,60	6,41	6,24	2,71
0,50	40,56	14,65	14,83	-1,24	20,95	21,21	-1,24	6,35	6,44	-1,45
0,76	40,56	15,24	15,31	-0,48	21,56	21,74	-0,80	6,33	6,42	-1,37
1,01	40,56	15,65	15,79	-0,89	22,11	22,26	-0,72	6,30	6,39	-1,44
0,50	43,33	13,77	14,41	-4,65	19,99	20,94	-4,75	6,35	6,60	-3,89
0,76	43,33	14,47	14,90	-2,91	20,79	21,48	-3,31	6,32	6,57	-4,05
1,01	43,33	14,88	15,38	-3,32	21,37	22,02	-3,08	6,29	6,55	-4,05
		Maximum		-4,65	Maximum		-4,75	Maximum		-4,05

Tableau A.5 – Comparaison entre les données du manufacturier et les résultats issus du modèle pour le mode chauffage.

Débit L/s	T _{ca} °C										
0,50	-3,89	10,28	10,36	-0,72	6,71	6,61	1,58	3,57	3,70	-3,70	
0,76	-3,89	11,43	11,32	0,93	7,49	7,35	1,80	3,94	3,93	0,25	
1,01	-3,89	12,16	12,28	-1,02	8,12	8,10	0,31	4,04	4,16	-2,95	
0,50	-1,11	11,51	11,59	-0,64	7,62	7,64	-0,18	3,89	3,92	-0,77	
0,76	-1,11	12,48	12,56	-0,60	8,32	8,39	-0,84	4,16	4,14	0,50	
1,01	-1,11	13,42	13,52	-0,78	9,09	9,14	-0,58	4,33	4,36	-0,74	
0,50	1,67	12,69	12,82	-1,04	8,51	8,67	-1,80	4,17	4,14	0,79	
0,76	1,67	13,71	13,79	-0,58	9,27	9,43	-1,70	4,44	4,35	1,96	
1,01	1,67	14,65	14,77	-0,79	10,06	10,19	-1,35	4,59	4,56	0,65	
0,50	4,44	14,20	14,05	1,03	9,82	9,70	1,20	4,30	4,36	-1,33	
0,76	4,44	14,94	15,03	-0,57	10,40	10,47	-0,66	4,55	4,56	-0,20	
1,01	4,44	16,17	16,01	1,04	11,40	11,24	1,35	4,75	4,76	-0,25	
0,50	7,22	15,41	15,28	0,86	10,78	10,73	0,51	4,60	4,58	0,52	
0,76	7,22	15,88	16,26	-2,41	11,19	11,51	-2,84	4,70	4,77	-1,49	
1,01	7,22	17,43	17,25	1,07	12,42	12,29	1,05	5,00	4,96	0,74	
0,50	10,00	16,64	16,51	0,80	11,78	11,76	0,18	4,90	4,80	2,14	
0,76	10,00	17,87	17,50	2,10	12,75	12,55	1,53	5,12	4,98	2,73	
1,01	10,00	18,66	18,49	0,95	13,45	13,34	0,79	5,20	5,16	0,69	
0,50	15,56	19,07	18,97	0,55	13,80	13,82	-0,13	5,30	5,23	1,26	
0,76	15,56	19,87	19,97	-0,53	14,42	14,63	-1,49	5,40	5,40	0,00	
1,01	15,56	21,10	20,97	0,60	15,47	15,44	0,19	5,60	5,57	0,59	
0,50	21,11	21,54	21,43	0,49	16,03	15,88	0,93	5,70	5,67	0,51	
0,76	21,11	22,56	22,44	0,53	16,94	16,71	1,34	5,92	5,82	1,69	
1,01	21,11	23,47	23,45	0,08	17,49	17,54	-0,28	6,00	5,97	0,50	
0,50	26,67	23,91	23,89	0,07	17,87	17,94	-0,36	6,00	6,11	-1,80	
0,76	26,67	24,32	24,91	-2,44	18,66	18,79	-0,67	6,10	6,24	-2,30	
1,01	26,67	25,96	25,93	0,11	19,63	19,64	-0,04	6,30	6,37	-1,14	
Maximum				-2,44	Maximum			-2,84	Maximum		-3,70

Tableau A.6 – Coefficients de correction reliés à la température de l'air en mode climatisation

Température de l'air Bulbe humide °C	Température de l'air Bulbe sèche °C	Température de l'air Bulbe humide °C	Température de l'air Bulbe sèche °C	Température de l'air Bulbe humide °C	Température de l'air Bulbe sèche °C	Température de l'air Bulbe humide °C	Température de l'air Bulbe sèche °C	Température de l'air Bulbe humide °C
16,11	21,11	0,91	0,91	negl.	0,90	0,90	-0,01	
16,11	23,89	0,91	0,91	negl.	0,90	0,90	-0,01	
16,11	26,67	0,91	0,91	negl.	0,90	0,90	-0,01	
16,11	29,44	0,91	0,91	negl.	0,90	0,90	-0,01	
17,78	21,11	0,96	0,96	negl.	0,95	0,95	0,05	
17,78	23,89	0,96	0,96	negl.	0,95	0,95	0,05	
17,78	26,67	0,96	0,96	negl.	0,95	0,95	0,05	
17,78	29,44	0,96	0,96	negl.	0,95	0,95	0,05	
19,44	21,11	1,00	1,00	negl.	1,00	1,00	-0,10	
19,44	23,89	1,00	1,00	negl.	1,00	1,00	-0,10	
19,44	26,67	1,00	1,00	negl.	1,00	1,00	-0,10	
19,44	29,44	1,00	1,00	negl.	1,00	1,00	-0,10	
19,44	32,22	1,00	1,00	negl.	1,00	1,00	-0,10	
21,11	23,89	1,05	1,05	negl.	1,06	1,05	0,09	
21,11	26,67	1,05	1,05	negl.	1,06	1,05	0,09	
21,11	29,44	1,05	1,05	negl.	1,06	1,05	0,09	
21,11	32,22	1,05	1,05	negl.	1,06	1,05	0,09	
22,78	23,89	1,09	1,09	negl.	1,11	1,11	negl.	
22,78	26,67	1,09	1,09	negl.	1,11	1,11	negl.	
22,78	29,44	1,09	1,09	negl.	1,11	1,11	negl.	
22,78	32,22	1,09	1,09	negl.	1,11	1,11	negl.	
		Maximum	negl.	Maximum	-0,10			

Tableau A.7 – Coefficients de correction reliés à la température de l'air en mode chauffage

Température de l'air Bulbe humide °C	Température de l'air Bulbe sèche °C	Température de l'air Bulbe humide °C	Température de l'air Bulbe sèche °C	Température de l'air Bulbe humide °C	Température de l'air Bulbe sèche °C	Température de l'air Bulbe humide °C	Température de l'air Bulbe sèche °C	Température de l'air Bulbe humide °C	
15,56	1,03	1,03	negl.	1,05	1,05	negl.	0,97	0,97	-0,13
18,33	1,01	1,01	negl.	1,02	1,02	negl.	0,99	0,98	0,52
21,11	1,00	1,00	negl.	1,00	1,00	negl.	1,00	1,01	-0,80
23,89	0,98	0,98	negl.	0,98	0,98	0,04	1,04	1,04	0,48
26,67	0,97	0,97	negl.	0,95	0,95	-0,02	1,07	1,07	-0,09
		Maximum	negl.	Maximum	0,04	Maximum	-0,80		

Tableau A.8 – Coefficients de correction reliés au débit de l'air en mode climatisation

Débit d'air (l/s)									
802	0,98	0,98	-0,02	0,98	0,98	0,10	0,95	0,95	negl.
873	0,99	0,99	0,03	1,00	0,99	0,15	0,98	0,98	negl.
944	1,00	1,00	negl.	1,00	1,01	-0,80	1,00	1,00	negl.
975	1,01	1,01	negl.	1,02	1,01	0,29	1,01	1,01	negl.
1005	1,01	1,01	negl.	1,02	1,02	0,29	1,02	1,02	negl.
	Maximum		0,03	Maximum		-0,80	Maximum		negl.

Tableau A.9 – Coefficients de correction reliés au débit de l'air en mode chauffage

Débit d'air (l/s)									
802	0,98	0,98	-0,02	0,98	0,98	negl.	1,02	1,02	negl.
873	0,99	0,99	0,03	0,99	0,99	negl.	1,01	1,01	negl.
944	1,00	1,00	negl.	1,00	1,00	negl.	1,00	1,00	negl.
975	1,01	1,01	negl.	1,00	1,00	negl.	1,00	1,00	negl.
1005	1,01	1,01	negl.	1,01	1,01	negl.	0,99	0,99	0,01
	Maximum		0,03	Maximum		negl.	Maximum		0,01

Performance Data

All Models 060

Nominal CFM 2000

Water temperature range (25°F - 110°F)
 In split system function using 25 foot line sets
 reduce capacities by 3% percent.
 Shaded area - Operation Not Recommended

GPM	EWT°F	Cooling Performance (EAT 80° / 67°F)						Heating Performance (EAT 70°F)					UNIT WATER PRESSURE DROP PS/FT
		TOTAL BTUH	SENSIBLE BTUH	HEAT OF REJECTION BTUH	POWER INPUT WATTS	EER	HWG TOTAL BTUH	TOTAL BTUH	HEAT OF ABSORPTION BTUH	POWER INPUT WATTS	COP	HWG TOTAL BTUH	
8.00	25							35100	22915	3569	2.9	5500	4.2/9.6
12.00	25							39000	25550	3939	2.9	5600	6.9/15.9
16.00	25							41500	27714	4038	3.0	5700	11.0/23.3
8.00	30							39300	26020	3890	3.0	6200	4.1/9.4
12.00	30							42600	28400	4160	3.0	6000	6.8/15.6
16.00	30							45800	31030	4327	3.1	6100	10.9/23.0
8.00	35							43300	29060	4172	3.0	3140	4.0/9.2
12.00	35							46800	31650	4436	3.1	6300	6.6/15.2
16.00	35							50000	34330	4590	3.2	6500	10.8/24.8
8.00	40	68200	45600	83392	4450	15.3	3200	48450	33500	4300	3.2	6600	3.5/8.1
12.00	40	69800	46500	84890	4421	15.8	4800	51000	35500	4550	3.3	6700	6.1/14.0
16.00	40	71000	46800	86020	4400	16.1	4600	52200	38900	4750	3.4	6850	10.2/23.5
8.00	45	67000	45500	82430	4520	14.8	3400	52600	34800	4600	3.3	6900	3.4/7.8
12.00	45	69000	46400	84360	4500	15.3	3300	54200	38200	4700	3.4	7100	6.0/13.8
16.00	45	69800	46900	85100	4480	15.6	3000	59500	42400	5000	3.5	7250	10.1/23.0
8.00	50	66000	45400	81970	4680	14.1	6200	56800	40200	4900	3.4	7300	3.3/7.5
12.00	50	68000	46300	83860	4647	14.6	5600	61000	43500	5120	3.5	7450	5.9/13.6
16.00	50	68800	47000	84500	4630	14.9	5200	63700	45900	5200	3.6	7700	10.0/23.0
8.00	60	63800	45300	80830	4990	12.8	7400	65100	47100	5300	3.6	8000	3.0/6.9
12.00	60	65800	46100	82760	4969	13.2	6900	67800	49200	5400	3.6	8200	5.7/13.1
16.00	60	66500	46500	83340	4932	13.5	6400	72000	52800	5600	3.8	8400	9.8/22.5
8.00	70	61500	45000	79755	5347	11.5	8500	73500	54700	5700	3.8	8750	2.8/6.4
12.00	70	63000	45900	81330	5340	11.8	8100	77000	57800	5920	3.8	9000	5.5/12.7
16.00	70	64300	46300	82390	5300	12.1	7300	80100	59700	6000	3.9	9500	9.6/22.0
8.00	80	59000	44500	78370	5753	10.3	9800	81600	61000	6000	4.0	9500	2.6/6.3
12.00	80	60800	45900	80380	5735	10.6	9200	83000	63700	6100	4.3	9750	5.2/12.0
16.00	80	61700	46300	81250	5720	10.8	8700	88600	67000	6300	4.5	10000	9.3/21.4
8.00	90	56000	43500	77160	6200	9.0	11000						2.3/5.3
12.00	90	57800	44400	78890	6178	9.4	10300						5.0/11.5
16.00	90	58800	45100	79800	6150	9.6	10100						9.1/21.0
8.00	100	52400	41800	74450	6460	8.1	12200						2.1/4.8
12.00	100	54400	42800	76400	6445	8.4	11600						4.8/11.0
16.00	100	55400	43800	77280	6410	8.6	11300						8.9/20.5
8.00	105	50000	40500	71500	6350	7.9	12700						2.0/4.6
12.00	105	52000	41500	73600	6329	8.2	12200						4.7/10.8
16.00	105	53400	42800	75450	6300	8.3	11900						8.7/20.0
8.00	110	47000	38700	68220	6350	7.6	13600						1.9/4.4
12.00	110	49400	40000	70940	6315	7.8	12800						4.6/10.6
16.00	110	50800	41500	72920	6290	7.8	12500						8.6/19.8

Interpolation is permissible. Extrapolation is not.

Performance data: Anti freeze solution used for 35°F and below EWT is 15% by weight solution of sodium chloride. (No Pumping Penalty Included).

Correction Factors

For Variations In Entering Air Temperature

Entering Air T° DB	Cooling Corrections						Heating Corrections				
	Total Cooling Capacity	Sensible Cooling Capacity Entering Dry Bulb (°F)					Heat of Rejection	Entering Air T° DB	Total Heating Capacity	Heat of Absorption	Power Input Watts
		70° DB	75° DB	80° DB	85° DB	90° DB					
61	0.910	0.763	1.030	1.297	1.564	-	0.895	60	1.025	1.047	0.965
64	0.955	0.615	0.881	1.148	1.415	-	0.948	65	1.010	1.023	0.990
67	1.000	0.466	0.733	1.000	1.267	1.694	1.000	70	0.995	1.000	1.000
70	1.045	-	0.585	0.852	1.118	1.546	1.055	75	0.980	0.977	1.040
73	1.090	-	0.456	0.703	0.970	1.397	1.109	80	0.965	0.953	1.065

For Variations In Entering Air Flow

CFM	Cooling Corrections				Heating Corrections		
	Total Cooling Capacity	Sensible Cooling Capacity	Heat of Rejection	Power Input Watts	Total Heating Capacity	Heat of Absorption	Power Input Watts
1700	0.979	0.978	0.980	0.954	0.979	0.982	1.024
1850	0.990	0.982	0.995	0.977	0.990	0.991	1.012
2000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
2065	1.005	1.005	1.017	1.010	1.005	1.004	0.995
2130	1.009	1.010	1.023	1.020	1.009	1.008	0.990

Figure A.1 – Exemple de feuille de performances d'une pompe à chaleur spécifique.

ANNEXE B

TRANSFERT THERMIQUE TRANSITOIRE PAR CONDUCTION

SELON LA MÉTHODE DE LA SOURCE DE CHALEUR

CYLINDRIQUE

B.1 Généralités

Le transfert thermique transitoire dans le sol peut être calculé analytiquement à l'aide de la méthode dite de la source de chaleur cylindrique (cylindrical heat source en anglais). Paradoxalement, même si cette méthode est utilisée depuis longtemps, il y a peu d'information détaillée sur son utilisation. Cette annexe a été écrite pour éclairer le lecteur sur cette méthode et pour documenter les efforts entrepris lors de la présente étude pour comprendre et implanter cette méthode.

La présentation qui suit est divisée en trois parties. Tout d'abord la méthode est exposée. Ensuite suivent les explications de l'utilisation de cette méthode pour la détermination de la longueur d'un échangeur géothermique. Les possibilités offertes par cette méthode pour effectuer des simulations horaires sont abordées dans la dernière section.

B.2 Considérations théoriques

Les équations menant au dimensionnement (longueur requise) et aux simulations horaires sont issues de la solution analytique du transfert thermique transitoire en conduction dans un cylindre (un seul tuyau) situé dans un milieu infini à une température initiale égale à la température du sol à l'infini.

Tel que montré à la figure B.1 la méthode de la source de chaleur cylindrique, que l'on appellera ici la méthode d'Ingersoll, considère un cylindre situé dans un milieu infini dans lequel la température loin du tuyau est égale à T_g alors que la température au rayon

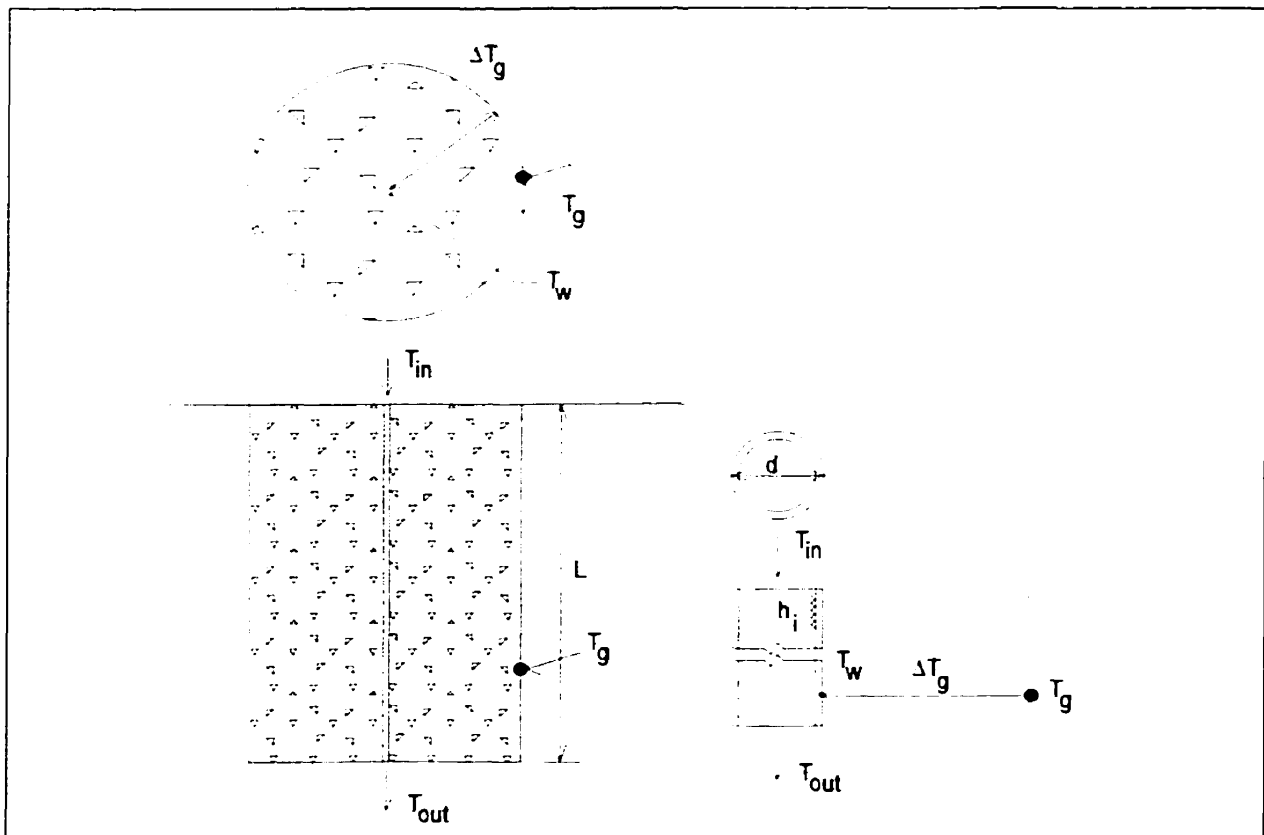


Figure B.1 – Nomenclature utilisée dans la méthode de Ingersoll

extérieur du tuyau est T_w . La méthode de Ingersoll permet de calculer la différence entre ces deux températures, soit ΔT_g . En fait, avec la méthode de Ingersoll il est possible de calculer la température en tout point du domaine, i.e. pour tout rayon r plus grand que $d/2$. Cependant, dans la présente étude, c'est la température T_w qui importe.

À un instant donné, la valeur de T_w sera fonction du flux de chaleur instantané et de l'historique thermique du sol. Le flux de chaleur sera évalué en fonction de la température d'entrée, T_{in} , et du débit (qui influencera le coefficient de film, h_i).

En utilisant la nomenclature présentée à la figure B.1, il est utile de rappeler que le transfert thermique permanent par conduction est donné par :

$$\frac{q}{\pi d L} = \frac{(T_g - T_w)}{R} \quad (\text{B.1})$$

où q est un flux de chaleur, d est le diamètre extérieur du tuyau, L est la longueur, et R est la résistance thermique du sol.

Dans la méthode de Ingersoll, l'équation B.1 est modifiée de la façon suivante :

$$q = L \times \frac{(T_g - T_w)}{\frac{G(\text{Fo}, p = 1)}{k_s}} \quad (\text{B.2})$$

Le terme G ($Fo, p=1$) représente la solution analytique au problème de conduction thermique transitoire. Le dénominateur de l'équation B.2 constitue une résistance thermique effective. La valeur de G est fonction du nombre de Fourier (Fo) et de p . Ce dernier paramètre représente le rapport entre le rayon où le calcul est effectué et le rayon externe du tuyau. Donc une valeur de $p=1$, signifie que la valeur de G est déterminée au rayon extérieur du tuyau (où se trouve T_w sur la figure B.1) . La valeur de Fo est définie par :

$$Fo = \frac{4\alpha t}{d^2} \quad (B.3)$$

où α est la diffusivité thermique du sol, t est le temps et d est le diamètre extérieur du tuyau.

L'expression de G est relativement complexe. Cependant, certains auteurs (Ingersoll, 1950, 1954) présentent des valeurs tabulées de G . Ces valeurs ont été portées sur graphique à la figure B.2.

Comme l'évaluation de G se fera toujours à $p=1$, on écrira tout simplement $G(Fo)$ ce qui sous-entend une évaluation à $p=1$. Finalement, il est important de signaler qu'une valeur positive de q signifie que le transfert thermique se fait du sol vers le tuyau (donc en mode chauffage).

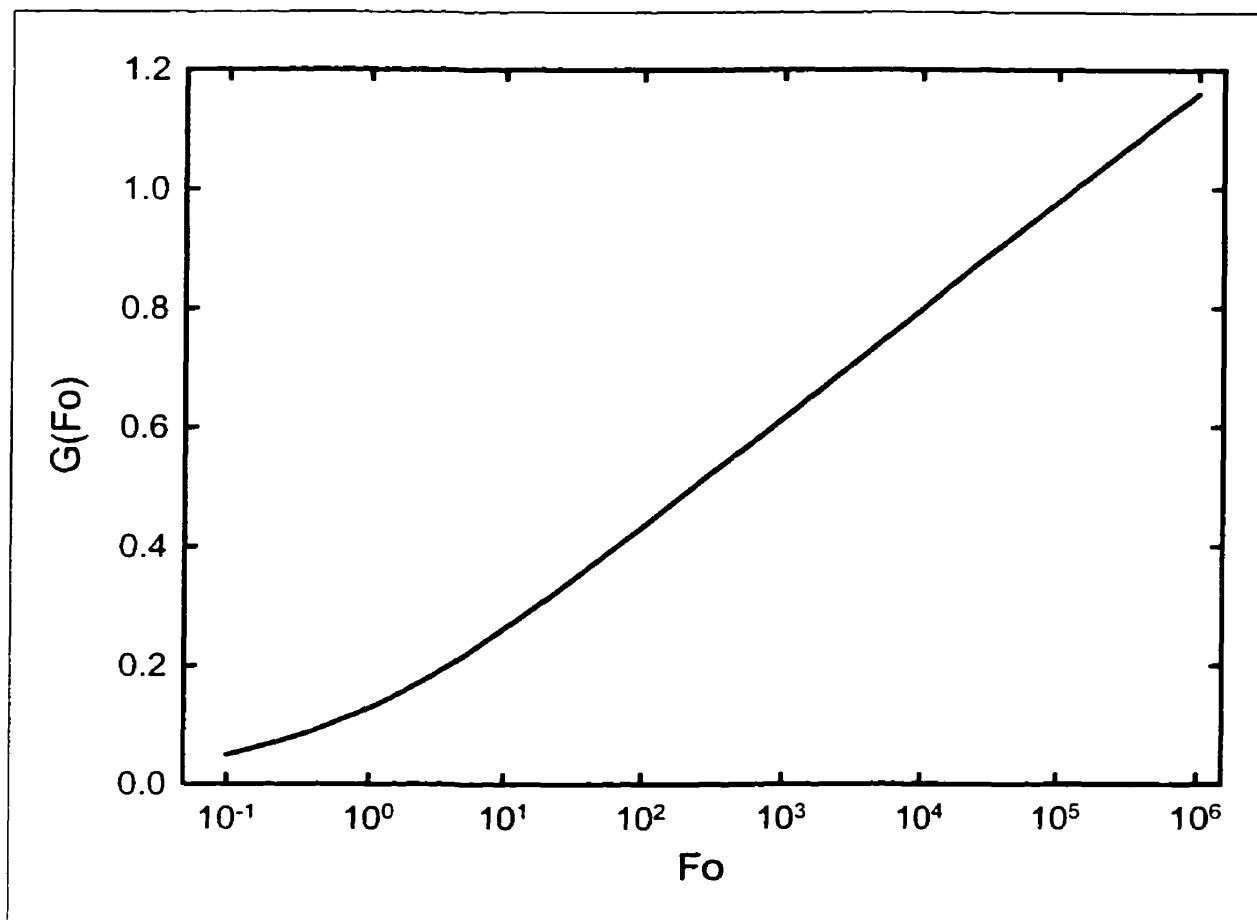


Figure B.2 – Graphique donnant G en fonction de Fo pour p=1.

Exemple 1

Soit un tuyau d'un diamètre $d = 0,0254$ m se situant dans un milieu infini avec $\alpha = 0,082$ m²/jour, $k_s = 2,1$ W/m K et une température à l'infini, T_g , égale à 10°C. De plus, $q = 100$ Watts et $L = 1$ m. Quelle est la valeur de ΔT_g après 1 jour ?

$$Fo = \frac{4 \times 0,082 \times 1}{0,0254^2} = 508 \quad (\text{B.4})$$

En utilisant la figure B.2, $G(Fo) = 0,55$ et :

$$(T_g - T_w) = \Delta T_g = \frac{100}{1} \times \frac{0,55}{2,1} = 26,2 \text{ K} \quad (\text{B.5})$$

Donc, après un jour, la température de la paroi du tube sera 26,2 °C inférieure à la température du sol à l'infini.

La situation se complique un peu lorsque le flux de chaleur varie dans le temps. On doit alors tenir compte de l'historique du transfert thermique dans le sol. Pour ce faire on utilise le principe de superposition qui est illustré à la figure B.3.

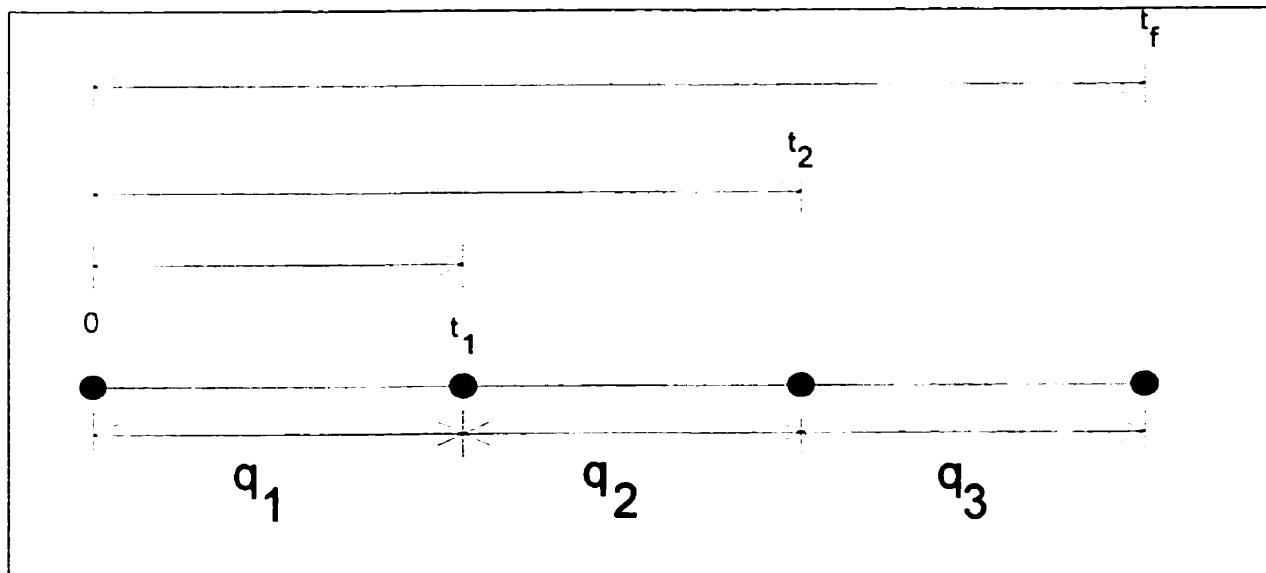


Figure B.3 – Schéma explicatif du principe de superposition pour une variation temporelle de q .

La figure B.3 présente schématiquement trois périodes de temps au cours desquelles il y a trois flux de chaleur différents. Selon le principe de superposition, la valeur de ΔT_g à la fin des trois périodes de temps, soit à t_f , est donnée par :

$$\Delta T_g = \frac{q_1}{L} \times \frac{[G(FO_{tf-0}) - G(FO_{tf-t_1})]}{k_s} \quad (B.6)$$

$$+ \frac{q_2}{L} \times \frac{[G(FO_{tf-t_1}) - G(FO_{tf-t_2})]}{k_s} + \frac{q_3}{L} \times \frac{G(FO_{tf-t_2})}{k_s}$$

Cette relation indique que la contribution à la détermination de ΔT_g du premier flux de chaleur est évaluée en supposant que q_1 s'applique pendant les trois périodes, soit de 0 à T_f et en soustrayant la contribution de q_1 entre T_1 et T_f .

Exemple 2

Soit un tuyau d'un diamètre $d = 0,0254$ m se situant dans un milieu infini avec $\alpha = 0,082$ m²/jour et $k_s = 2,1$ W/m K. De plus $q_1 = q_2 = q_3 = 100$ W, $L = 1$ m et $t_1 = 1$ jour, $t_2 = 2$ jours, $t_f = 3$ jours. Quelle sera la valeur de ΔT_g à la fin de ces trois jours?

$$FO_{tf} = \frac{4 \times 0,082 \times 3}{0,0254^2} = 1524 \quad (B.7)$$

$$FO_{tf-t_1} = \frac{4 \times 0,082 \times 2}{0,0254^2} = 1016 \quad (B.8)$$

$$(B.9)$$

$$Fo_{tf-t2} = \frac{4 \times 0,082 \times 1}{0,0254^2} = 508$$

et $G(Fo_{tf-0}) = 0,65$, $G(Fo_{tf-t1}) = 0,62$, $G(Fo_{tf-t2}) = 0,55$.

$$\Delta T_g = \frac{100}{1 \times 2,1} [(0,65 - 0,62) + (0,62 - 0,55) + 0,55] = 30,95^\circ \text{C} \quad (\text{B.10})$$

B.3 Détermination de la longueur requise

Une des étapes les plus importantes dans la conception d'un système géothermique est sans doute le dimensionnement de l'échangeur dans le sol. Celui-ci doit être dimensionné correctement afin de prévenir une installation trop coûteuse (surdimensionnement) ou une performance inadéquate (sousdimensionnement).

La technique de dimensionnement recommandée par ASHRAE (1995) est basée sur la théorie énoncée à la section B.2. Les équations B.11 et B.12 sont les deux équations qui permettent de déterminer la longueur requise en climatisation et en chauffage, respectivement. La longueur finale sera déterminée en prenant la plus élevée de ces deux valeurs. Ces équations ont été développées à partir des mêmes principes que ceux énoncés en rapport avec l'équation B.3.

$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + q_{\max,cli} R_b + q_{\text{rejet,mensuel,cli}} R_{gm} + q_{\max,cli} R_{gd} F_{sc}}{(T_g + T_p) - \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2}} \quad (\text{B.11})$$

$$L_h = \frac{q_a R_{ga} + q_{\max,chau} R_b + q_{\text{puisé,mensuel,chau}} R_{gm} + q_{\max,chau} R_{gd} F_{sc}}{(T_g - T_p) - \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2}} \quad (\text{B.12})$$

L_c et L_h sont les longueurs totales requises des puits en mode climatisation et en mode chauffage, respectivement. Il est à noter que ces longueurs ne doivent pas être confondues avec la longueur totale des tuyaux enfouis qui est égale à deux fois la longueur totale des puits lorsque des tuyaux en U sont utilisés. Les valeurs de R sont des résistances thermiques effectives, T_p est une correction de température pour tenir compte du fait que T_g peut changer dans le temps, et T_{wi} et T_{wo} représentent la température du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie des pompes à chaleur (i.e., à la sortie et à l'entrée de l'échangeur dans le sol, respectivement – voir figure B.1). Finalement, F_{sc} est un facteur de correction pour tenir compte du court-circuitage thermique entre les colonnes de fluide montante et descendante dans le tuyau en U.

Il est important d'examiner chacun des termes des équations B.11 et B.12.

B.3.1 Valeurs de q

Le terme q_a est la puissance moyenne échangée dans le sol durant l'année (en kW). Les termes $q_{\max,chau}$ et $q_{\max,cli}$ sont respectivement la charge maximale du bâtiment en

chauffage et en climatisation (en kW) tandis que les termes $q_{\text{rejet,mensuel,cli}}$ et $q_{\text{puisé,mensuel,cha}}$ sont le rejet (extraction) moyen dans le sol durant un mois (en kW). Les valeurs de q_a , $q_{\text{max,cha}}$, $q_{\text{max,cli}}$, $q_{\text{rejet,mensuel,cli}}$ et $q_{\text{puisé,mensuel,cha}}$ sont déterminées à partir du calcul des charges horaires du bâtiment.

La figure B.4 a été élaborée pour mieux illustrer les relations entre les différentes valeurs de q . Cette figure montre une série de charges fictives pour deux zones. Dans la première partie de ce tableau on indique que les charges sont identiques d'heure en heure pour les deux zones pour tout le mois de janvier (les premières 744 heures). En supposant que le

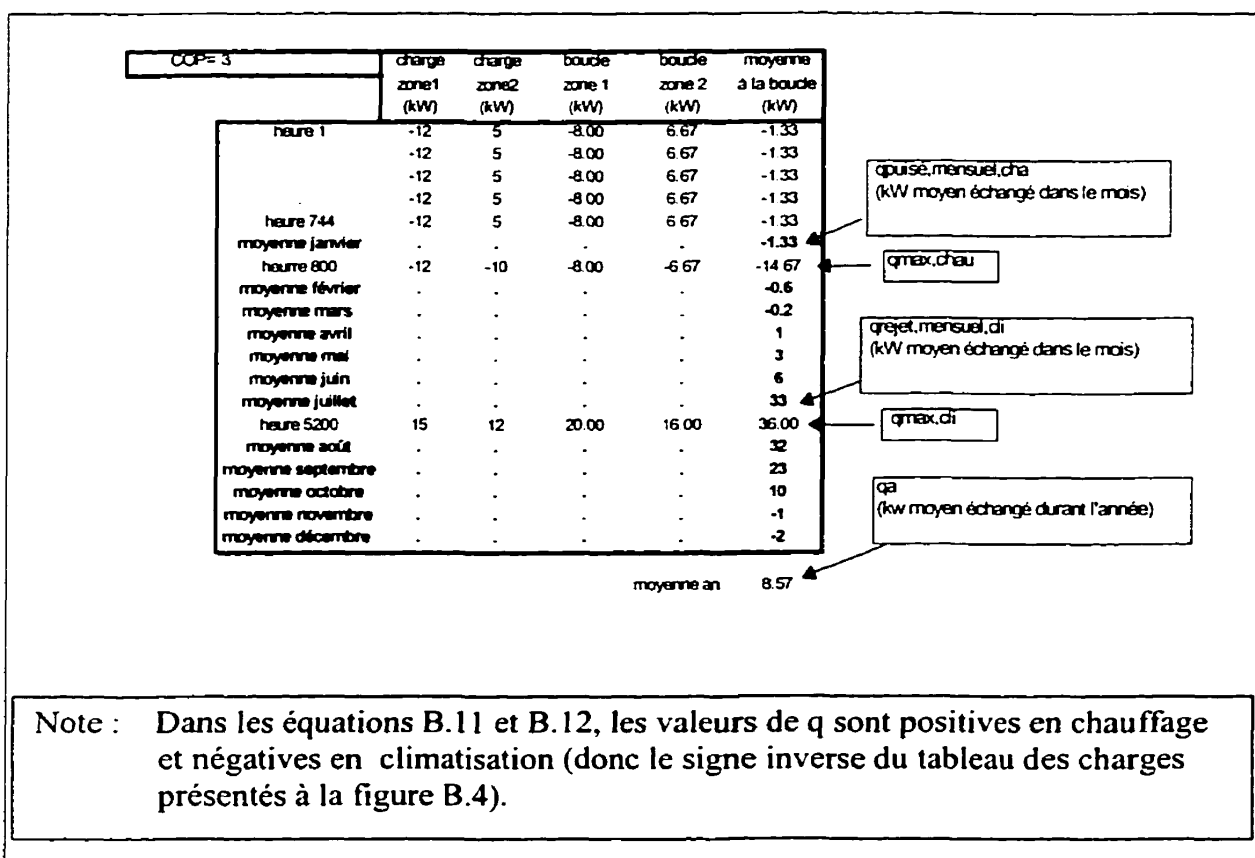


Figure B.4 – Charges fictives pour deux zones.

COP est de 3, on puise alors 1,33 kWh (ou 1,33 kW pendant une heure) dans la boucle pour un total de 989,5 kWh pour tout le mois. Cependant, la puissance moyenne puisée durant le mois est de 1,33 kW (989,5 kWh/744 heures). Dans l'exemple de la figure B.4 le maximum en chauffage est atteint à l'heure 800 alors que le maximum en climatisation est atteint à l'heure 5200. Le rejet mensuel maximum survient en juillet et l'extraction maximum en janvier. La valeur de 8,57 apparaissant au bas du tableau représente q_a , soit la moyenne annuelle de la puissance échangée.

B.3.2 Valeurs de R

La longueur requise est généralement calculée en supposant que le sol devra être capable de fournir (ou d'emmagasiner) une quantité de chaleur équivalente à la combinaison d'une pulsation thermique de 10 ans basée sur q_a , d'une pulsation de 1 mois basée soit sur $q_{\text{rejet.mensuel,cli}}$ ou $q_{\text{puisé.mensuel,cha}}$ et d'une pulsation de 6 heures basée sur $q_{\text{max.chau}}$ ou $q_{\text{max.cli}}$. Donc, selon ces hypothèses et en référence à la figure B.3, on a $t_1 = 10$ ans, $t_2 = 10$ ans+1 mois et $t_f = 10$ ans+1 mois+6 heures.

Tel que mentionné précédemment, les valeurs de R sont des résistances thermiques effectives. Ainsi, R_b est la résistance thermique effective du puits, R_{ga} est la résistance thermique effective du sol pour la pulsation de 10 ans, R_{gd} est la résistance thermique effective du sol pour la pulsation journalière de 6 heures et R_{gm} est la résistance thermique effective du sol pour la pulsation mensuelle.

La valeur de R_b représente la valeur de la résistance thermique entre le fluide et le rayon extérieur du puits (soit entre T_f et T_w sur la figure B.5). Il est à noter que la solution analytique présentée ci-dessus n'est valide que pour un seul tube tel que montré à la figure B.1. Or, les échangeurs sont généralement constitués d'un trou (ou puits) dans lequel sont insérés deux tubes et qui est rempli d'un matériau de remplissage tel que montré à la figure B.5 (voir aussi figure 3.1). Certains auteurs ont développé des relations pour convertir la situation des deux tuyaux contiguës présentée à la figure B.5 en une situation équivalente à un seul tuyau de façon à utiliser la méthode de Ingersoll.

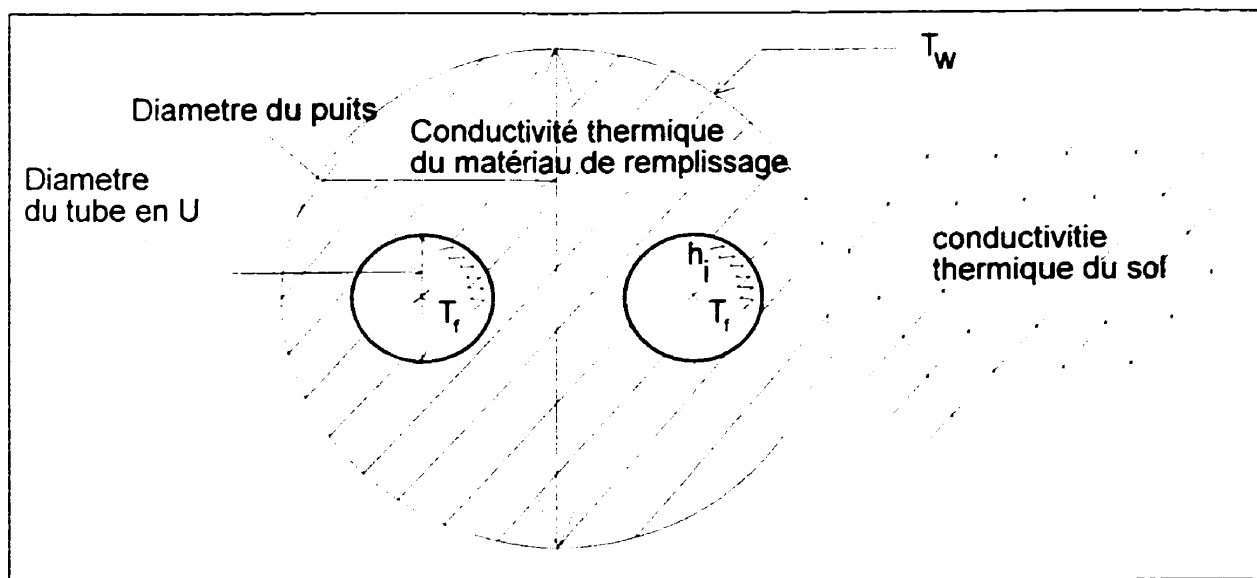


Figure B.5 – Géométrie typique d'un puits

Cette conversion se fait à l'aide de R_b . La valeur de R_b dépendra du diamètre du puits, du diamètre des tubes en U, du débit et du type de fluide caloporteur (ce qui influencera le

coefficient de film h_i), de la conductivité thermique du matériau de remplissage et de la conductivité thermique du sol. Dans leur livre, Kavanaugh et Rafferty (1997) ont tabulé des valeurs de R_b pour plusieurs cas typiques. Ces valeurs se retrouvent aux tableaux B.1 et B.2 pour les cas où le tuyau est fabriqué en polyéthylène. Selon l'approche de Kavanaugh et Rafferty la valeur de R_b est donnée par :

Tableau B.1 – Résistance thermique effective des puits (R_b)

19 mm (0,046 m)	SDR 11	0,052	0,069	non-recommandé	non-recommandé
	SDR 9	0,064	0,087	non-recommandé	non-recommandé
	Sch 40	0,058	0,081	non-recommandé	non-recommandé
25 mm (0,055 m)	SDR 11	0,052	0,081	0,058	non-recommandé
	SDR 9	0,064	0,092	0,069	non-recommandé
	Sch 40	0,058	0,087	0,064	non-recommandé
32 mm (0,067 m)	SDR 11	0,052	0,087	0,069	0,052
	SDR 9	0,064	0,098	0,087	0,064
	Sch 40	0,052	0,087	0,069	0,052
39 mm (0,076 m)	SDR 11	0,052	0,092	0,087	0,052
	SDR 9	0,064	0,104	0,098	0,064
	Sch 40	0,046	0,081	0,081	0,046

$$R_b (\text{global}) = R_b (\text{tableau B.1}) + \text{facteur de correction (tableau B.2)} \quad (\text{B.13})$$

La première colonne du Tableau B.1 donne le diamètre nominal du tuyau alors que la deuxième colonne présente le type de tuyau. Les quatre autres colonnes donnent la valeur de R_b pour deux types de fluide (eau et propylène-glycol) ainsi que quatre débits différents.

Le Tableau B.2 donne la valeur du facteur de correction à ajouter (ou à soustraire) aux valeurs du Tableau B.1. La première ligne du tableau présente trois valeurs typiques de conductivité thermique de matériau de remplissage. Pour chacune de ces trois valeurs, le tableau donne deux ou trois possibilités de valeurs de conductivité thermique du matériau de remplissage. Finalement, les valeurs du facteur de correction sont évaluées pour différentes combinaisons de diamètre de trou et de diamètres de tuyaux.

Tableau B.2 – Facteurs de correction lorsque le matériau de remplissage est différent du sol.

Diamètre du trou (mm)	k = 0,10 W/mK		k = 0,20 W/mK		k = 0,30 W/mK		k = 0,40 W/mK
	0,10 W/mK	0,20 W/mK	0,10 W/mK	0,20 W/mK	0,10 W/mK	0,20 W/mK	
trou de 100 mm							
tuyau de 19 mm	0,064*	-0,029	0,081*	0,017	-0,012	0,098*	0,029
tuyau de 25 mm	0,040	-0,017	0,052	0,012	-0,012	0,075*	0,023
trou de 125 mm							
tuyau de 19 mm	0,081*	-0,035	0,104*	0,023	-0,023	0,121*	0,035
tuyau de 25 mm	0,064*	-0,023	0,081*	0,017	-0,012	0,092*	0,029
tuyau de 32 mm	0,035	-0,017	0,052	0,012	-0,012	0,069*	0,023
trou de 150 mm							
tuyau de 19 mm	0,104*	-0,040	0,121*	0,023	-0,029	0,139*	0,040
tuyau de 25 mm	0,081*	-0,035	0,098*	0,017	-0,023	0,121*	0,035
tuyau de 32 mm	0,052	-0,023	0,069*	0,017	-0,012	0,087*	0,029
tuyau de 39 mm	0,040	-0,017	0,052	0,012	-0,012	0,064*	0,023

*Note : Kavanaugh et Rafferty ne recommandent pas de telles installations.

Les valeurs R_{ga} , R_{gm} et R_{gd} sont données par :

$$R_{gs} = \frac{G (Fo_{if-o}) - G (Fo_{if-t})}{k_s} \quad (B.14)$$

$$R_{gm} = \frac{G (Fo_{if-t}) - G (Fo_{if-c})}{k_s} \quad (B.15)$$

$$R_{gd} = \frac{G (Fo_{if-c})}{k_s} \quad (B.16)$$

Le nombre de Fourier est ici basé sur un diamètre équivalent pour tenir compte du fait qu'il y a deux tuyaux. Ces diamètres équivalents sont tabulés au Tableau B.1 (chiffre entre parenthèses dans la première colonne)

B.3.3 Facteur de correction F_{sc}

Ce facteur de correction tient compte de la dégradation de la performance de l'échangeur causée par l'échange thermique entre les tubes montant et descendant. La valeur de ce facteur est donné à la figure B.6.

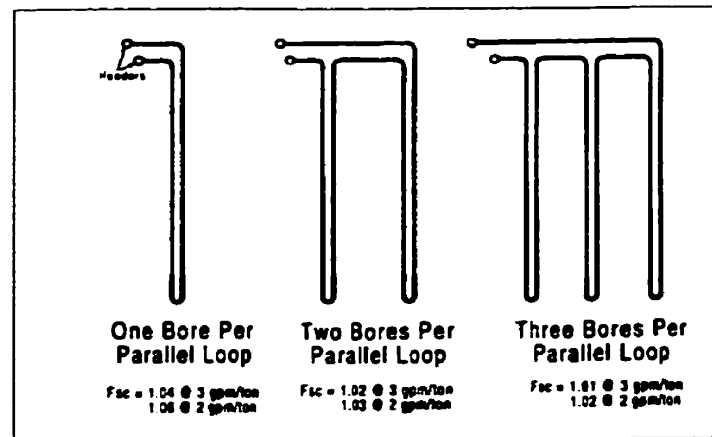


Figure B.6 – Valeurs du facteur F_{sc} .⁸

Typiquement, il y a un seul circuit en

parallèle par puits et le débit est de 3 gpm/tonne donc F_{sc} est généralement égale à 1,04.

⁸ Figure provenant de Kavanaugh et Rafferty (1997)

B.3.4 Températures T_g , T_{wi} , T_{wo} , T_p

T_g est la température du sol non-perturbé, T_{wi} est la température à l'entrée des pompes à chaleur (température à la sortie du sol) tandis que T_{wo} est la température à la sortie des pompes à chaleur (température à l'entrée du sol).

Le choix de la température T_{wi} est important. Cette température doit refléter les conditions extrêmes survenant en été et en hiver. Kavanaugh et Rafferty (1997) suggèrent d'utiliser les valeurs présentées au tableau B.3.

Tableau B.3 – Sélection de T_{wi}		
	chauffage	climatisation
T_{wi}	$T_g - (5,5 \text{ à } 11 \text{ }^\circ\text{C})$	$T_g + (11 \text{ à } 16,5 \text{ }^\circ\text{C})$

La valeur de T_{wo} est calculée en additionnant à T_{wi} la hausse (ou baisse) de température au travers des pompes à chaleur. Le Tableau B.4 présente des hausses (baisse) typiques en fonction du débit circulé dans la pompe à chaleur.

Tableau B.4 – Hausse ou baisse de température au travers de la pompe à chaleur.

Débit L/s (gpm/tonne)	Hausse de température ($^\circ\text{C}$)	Baisse de température ($^\circ\text{C}$)
0,05 (3,0)	5,5	3,3
0,042 (2,5)	7,2	4,2
0,033 (2,0)	8,3	5

La valeur de T_p est introduite pour tenir compte du fait que la température du sol, T_g , évoluera dans le temps à cause de l'interférence thermique entre les différents puits. Kavanaugh et Rafferty (1997) recommandent une valeur de $1,7^\circ\text{C}$ pour T_p .

Finalement, il est utile de citer les conclusions de Kavanaugh (1992) qui rapporte que l'ordre de grandeur de la longueur des puits varie de 125 pieds/tonne de capacité (11 m/kW) pour les climats nordiques à 300 pieds/tonne de capacité (26 m/kW) pour les climats chauds.

Exemple 3

En utilisant le calcul de charge donné à la figure B.4, calculer la longueur requise d'un échangeur à puits verticaux pour les conditions suivantes :

Température du sol, T_g :	8,9°C
diamètre du puits :	150 mm
diamètre des tubes en U :	32 mm (SDR 11)
fluide et débit :	20% prop. glycol - 0,19 L/s (3,0 USGPM)
conductivité thermique du matériau de remplissage :	1,731 W/m-K
conductivité thermique du sol :	2,25 W/m-K
diffusivité thermique du sol :	0,082 m ² /jour

Calculs de q_a , $q_{\text{max,cha}}$, $q_{\text{max,cli}}$, $q_{\text{rejet,mensuel,cli}}$ et $q_{\text{puisé,mensuel,cha}}$

Ces valeurs sont données à la figure B.4.

Calcul de R_b

$$\begin{aligned}
 R_b \text{ (corrigée)} &= R_b \text{ (tableau B.1)} + \text{facteur de correction (tableau B.2)} \\
 &= 0,087 + 0,017 = 0,104 \text{ m-K/W}
 \end{aligned}$$

Calcul de R_{ga} , R_{gm} et R_{gd}

$$Fo_{i-t_j} = \frac{4\alpha(t_i - t_j)}{d_{cq}^2}$$

$$d_{cq} = 0,055 \text{ m (Tableau B.1)}$$

$$t_1 = 3650 \text{ jours, } t_2 = 3650 + 30 = 3680 \text{ jours, } t_f = 3650 + 30 + 0,25 = 3680,25 \text{ jours}$$

$$Fo_{t_f-0} = 399049 \quad Fo_{t_f-t_1} = 3280 \quad Fo_{t_f-t_2} = 27,1$$

$$G(Fo_{t_f-0}) = 1,039 \quad G(Fo_{t_f-t_1}) = 0,6874 \quad G(Fo_{t_f-t_2}) = 0,3342$$

$$R_{ga} = 167,3 \text{ m-K/kW} \quad R_{gm} = 168,1 \text{ m-K/kW} \quad R_{gd} = 159 \text{ m-K/kW}$$

$$L_c = \frac{-8,57 \times 167,3 + (-36) \times 104 + (-33) \times 168,1 + (-36) \times 159 \times 1,04}{(8,9 + 1,7) - \frac{25,6 + 31,1}{2}} = 938 \text{ m}$$

$$L_h = \frac{-8,57 \times 167,3 + 14,7 \times 104 + 1,33 \times 168,1 + 14,67 \times 159 \times 1,04}{(8,9 - 1,7) - \frac{-2,2 + (-5,6)}{2}} = 247 \text{ m}$$

La longueur requise pour l'échangeur sera donc de 938 m.

B.4 Calcul horaire de l'échange thermique dans le sol

Dans la présente étude, le modèle de l'université de Lund a été utilisé pour évaluer les températures d'entrée et de sortie dans le sol en fonction de la charge horaire au sol, q . Il

est aussi possible d'utiliser la méthode d'Ingersoll pour prédire ces mêmes températures de façon relativement simple.

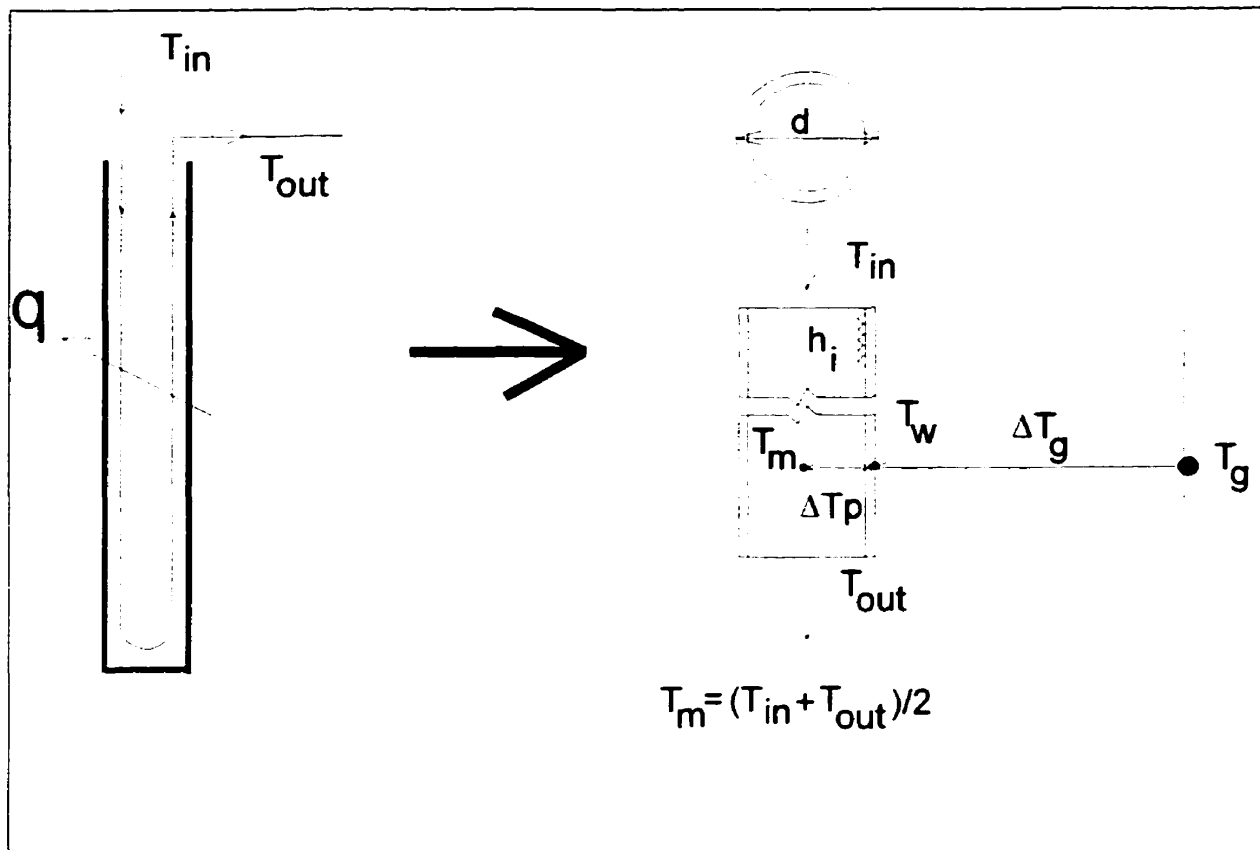


Figure B.7 – Diamètre équivalent

La figure B.7 illustre la problématique de cette situation. La valeur de q est connue; elle représente la quantité d'énergie rejetée (ou puisée) dans la boucle thermique au cours d'une heure donnée. La température moyenne dans le puits, T_m , dépendra de q mais aussi de l'historique thermique dans le sol ainsi que de la résistance thermique entre le fluide et la paroi externe. Selon la nomenclature présentée à la figure B.7, la valeur de T_m est donnée par :

$$T_m = T_g - \Delta T_g - \Delta T_p \quad (\text{B.17})$$

La valeur de ΔT_g se calcule de la même façon qu'à la section B.2. Quant au calcul de ΔT_p , Deerman et Kavanaugh (1991) suggèrent l'approche présentée aux paragraphes suivants.

Tout d'abord, le puits à deux tuyaux (partie gauche de la figure B.7) est remplacé par un seul tuyau (partie droite de la figure B.7) dont le diamètre équivalent, d , sera donné par⁹ :

$$d = \sqrt{2}(d_{\text{extérieur,réel}}) \quad (\text{B.18})$$

La différence entre la température moyenne du fluide (T_m) et la température au diamètre extérieur du tuyau est donnée par :

$$\Delta T_p = \frac{q}{CN_t h_{\text{eq}} A_o} \quad (\text{B.19})$$

où $C = 0.85$ (facteur de correction pour tenir compte du fait que q n'est pas uniforme sur toute la longueur du puits), $N_t = 2$ (nombre de tuyaux dans le puits) tandis que A_o et h_{eq} sont donnés par :

⁹ Les diamètres intérieur et extérieur des tuyaux de polyéthylène standard se retrouvent dans Kavanaugh et Rafferty (1997).

$$A_o = 2 \left(\frac{d_{\text{extérieur,réel}}}{2} \right) \times \text{Longueur du puits} \quad (\text{B.20})$$

$$h_{\text{cq}} = \left[\frac{d_{\text{extérieur,réel}}}{d_{\text{intérieur,réel}}} h_i + \frac{(d_{\text{extérieur,réel}})/2}{k_p} \ln \left(\frac{d_{\text{extérieur,réel}}}{d_{\text{intérieur,réel}}} \right) \right]^{-1} \quad (\text{B.21})$$

où k_p est la conductivité thermique du tuyau (0.389 W/m K pour le polyéthylène). La variable h_i est le coefficient de film interne. Ce coefficient est donné par :

$$h_i = \text{Nu} \frac{k_w}{d_{\text{intérieur,réel}}} \quad (\text{B.22})$$

où Nu est le nombre de Nusselt et k_w est la conductivité thermique du fluide caloporteur. Le nombre de Nusselt est donné par :

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^n \quad (\text{B.23})$$

où Re est le nombre de Reynolds, Pr est le nombre de Prandtl et $n=0.4$ lorsque le tube est chauffée et $n=0.3$ lorsque le tube est refroidi.

L'équation B.17 donne la température moyenne du fluide. À l'aide d'un bilan thermique sur le puits il est possible de déterminer T_{in} et T_{out} . Ainsi

$$T_{\text{out}} = T_m + \frac{q}{2 \dot{m} C_p} \quad (\text{B.24})$$

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (B.25)$$

où \dot{m} est le débit massique dans chaque puits.

ANNEXE C

MÉTHODE DE CALCUL POUR DÉTERMINER P_e

C.1 Généralités

Pour illustrer les calculs de puissance d'un groupe EFV-Pompe, un exemple détaillé est décrit dans cette annexe pour une pompe spécifique opérant à ses conditions nominales d'opération de même qu'à la moitié de son débit nominal. Les courbes de la pompe et du système sont illustrées à la figure 4.6. L'intersection de la courbe de pompe (à la vitesse nominale) et de la courbe de système réelle donne les conditions nominales d'opération suivantes : HMT=14,30 m., $\dot{Q}=6,65$ L/sec. Le fluide utilisé est de l'eau ayant une densité relative de 1,0 et la pompe a une courbe d'efficacité moyenne tel qu'illustré à la figure 4.4. Un moteur électrique de 1,5 kW (2 HP) et son entraînement à fréquence variable correspondant sont choisis en fonction des conditions nominales d'opération. Les efficacités du moteur et de l'entraînement à fréquence variable sont illustrées à la figure 4.5.

C.2 Conditions nominales d'opération

Avec les valeurs données à la section précédente et en utilisant l'équation 4.2, la puissance théorique au fluide est égale à 0,93 kW aux conditions nominales d'opération.

Si ces conditions font que la pompe opère à son point d'efficacité maximale (BEP), l'efficacité de la pompe (η_p) est alors de 0,68 et $P_{\text{arbre,nominale}}$ est de 1,37 kW. Puisqu'un moteur de 1,5 kW est utilisé, le rapport de charge est de 91% (1,37/1,5) et l'efficacité du moteur électrique (η_m) est de 0,942 (figure 4.5). De plus, puisque le moteur opère aux conditions nominales, le rapport de vitesse à l'entraînement à fréquence variable est de 100% et ainsi, son efficacité (η_{EFV}) est de 0,955 (figure 4.5). La puissance électrique requise, P_e , est donc de :

$$P_e = \frac{0,93}{0,68 \times 0,942 \times 0,955} = 1,52 \text{ kW} \quad (\text{C.1})$$

C.3 Conditions à débit réduit

Cette section montre comment calculer la valeur de P_e lorsque le système fonctionne en dessous du débit nominal. Pour les fins de l'exemple, ce débit sera réduit de moitié et sera ainsi égal à 3,32 L/sec. Pour ce débit, la figure 4.6 indique une hauteur manométrique totale de 6,8 m. Ceci donne une valeur de P_r de 0,22 kW. Si on applique la loi des pompes, la vitesse requise pour opérer à ces conditions est exactement la moitié de la vitesse nominale. Cependant, avec une telle vitesse, la pompe ne pourra fournir la hauteur manométrique totale requise par le système comme le montre la figure 4.6. Par conséquent, pour obtenir les conditions d'opération requises, la procédure qui suit doit être appliquée.

La loi des pompes stipule que lorsque la vitesse de la pompe change, un point se situant sur la courbe caractéristique de la pompe se déplace sur une courbe de système parabolique passant par l'origine. Cette courbe de système parabolique « fictive » est illustrée sur la figure 4.6. Elle passe par l'origine ainsi que par le point d'opération 3,32 L/s et 6,8 m pour ensuite croiser la courbe caractéristique de la pompe. Cette dernière intersection représente le point d'opération nominal « fictif » requis pour obtenir la nouvelle vitesse de rotation de la pompe. La courbe de système parabolique « fictive » est représentée par :

$$\text{HMT} = \left[\frac{6,8}{(3,32)^2} \right] \times \dot{Q}^2 \quad (\text{C.2})$$

En traçant cette courbe sur la figure 4.6, on obtient un point d'opération nominal fictif de $\dot{Q}_{\text{fictif}} = 4,96$ L/sec. et $\text{HMT}_{\text{fictif}} = 15,72$ m. Il est maintenant possible d'obtenir la nouvelle vitesse de rotation de la pompe (N_2) qui est simplement le rapport entre le débit requis et le débit fictif:

$$N_2 = N_1 \times \left[\frac{3,32}{4,96} \right] = 0,67 \times N_1 \quad (\text{C.3})$$

L'efficacité de la pompe est celle au point d'opération nominal fictif, i.e., $\eta_m = 0,622$ ce qui donne une valeur de P_{arbre} de 0,35 kW. Quant au moteur, puisque le rapport de charge est de 23,6% (0,33/1,5), η_m devient 0,829. De plus, puisque le moteur opère à 67% de sa

vitesse nominale, η_{EFV} est égal à 0,906 selon la figure 4.5. Par conséquent, la puissance requise à l'entrée du groupe est :

$$P_c = \frac{0,22}{0,622 \times 0,829 \times 0,906} = 0,47 \text{ kW} \quad (\text{C.4})$$

Il est important de mentionner que cette valeur est approximativement 2,5 fois plus grande que celle qui aurait été obtenue en utilisant la loi des pompes. En effet, si on pose l'hypothèse que P_c varie proportionnellement avec le cube du débit, tel que stipulé par la loi des pompes, ceci mènerait à une valeur de P_c de 0,19 kW (1,52/8) ce qui est bel et bien 2,5 fois plus petit que la valeur réelle.

C.4 Description mathématique de la figure 4.8

Il est possible de représenter sous formes d'équations les différentes courbes présentées à la figure 4.8 à l'aide d'une régression linéaire effectuée en utilisant le logiciel de résolution d'équation EES (1998). On obtient ainsi :

$$\frac{P_c}{P_{\text{arbre, no min ale}}} = 0,22464 \quad (\text{C.5})$$

$$- 0,50812\dot{Q}_{nd} + 0,58266\dot{Q}_{nd}^2 + 0,79120\dot{Q}_{nd}^3$$

$$- 0,23834X + 0,06207X^2 + 0,15208X^3$$

$$+ 2,05530\dot{Q}_{nd}X - 0,15778\dot{Q}_{nd}X^2$$
$$- 1,6652\dot{Q}_{nd}^2X - 0,17377\dot{Q}_{nd}^2X^2$$

Où X et \dot{Q}_{nd} varie de 0 à 1. Cette régression a un coefficient de corrélation (R^2) égal à 0,99.