

Programme
Stockage de chaleur

Etude pilote pour le stockage diffusif des bâtiments du centre D4 de la suva a Root, Lucerne

**Analyse de 2 tests de réponse géothermique et
intégration du stockage diffusif dans le
système**

Rédigé en sous-traitance par

Dr. D. Pahud

SUPSI – DCT

Laboratorio di energia, ecologia ed economia (LEEE)

CH - 6952 Canobbio

par ordre de

Office fédéral de l'énergie

Décembre 2001, projet 32526, accord 72443

Rapport final

DÉPARTEMENT DE GÉNIE CIVIL
INSTITUT D'HYDRAULIQUE ET D'ÉNERGIE
L A S E N - LABORATOIRE DE SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES

CH- 1015 Lausanne (Suisse)
TÉLÉPHONE: 021 - 693 24 95 TÉLÉFAX: ++41 21 - 693 28 63



**ÉCOLE POLYTECHNIQUE
FÉDÉRALE DE LAUSANNE**

Short Abstract

A diffusive ground heat storage will be integrated in the energy concept of the D4 centre, formed by several buildings at Gisikon, Luzern. The task is to size the storage as part of a whole heating and cooling system. It requires the knowledge of the time-evolution of the heating and cooling demand for a typical year, as well as the thermal properties of the ground and the borehole heat exchangers that will form the ground heat exchanger of the heat storage.

The heating and cooling requirements were simulated with a building simulation programme and two response tests were realised on two borehole heat exchangers to determine in situ the main thermal parameters of the ground and borehole heat exchangers. The boreholes will be reused in the actual storage. The measurements confirm that no significant ground water flow is present.

The PILESIM programme is used to assess three system concepts by numerical simulations. PILESIM is a thermal simulation tool of heating and cooling systems which use heat exchanger piles or borehole heat exchangers. The evaluations of the three system concepts permit the optimisation of the diffusive ground heat storage as part of the thermal system. They also helped to propose recommendations for the selection of the best system concept. The construction of the ground heat storage is realised two year later and documented. The selected system concept is also recalculated with up to date information.

Résumé

Dans le cadre de la construction des nouveaux bâtiments du centre D4 de la SUVA à Gisikon, près de Lucerne, un stockage de chaleur de type diffusif dans le terrain sera intégré dans le concept énergétique des bâtiments. Il s'agit de pouvoir le dimensionner de manière optimale en tant que partie intégrante d'un système de chauffage et de refroidissement. Il s'agit de connaître au mieux l'évolution de la demande de chauffage et de refroidissement des bâtiments au cours d'une année type, de même que les propriétés thermiques du terrain et des sondes géothermiques qui formeront l'échangeur souterrain du stockage de chaleur.

Les demandes de chauffage et de refroidissement ont été calculées par le bureau PB Energie & Haustechnik et sont les conditions d'exploitation que le système doit satisfaire. Le dimensionnement du stockage concerne sa première phase de construction. Il sera réalisé pour les 4 premières étapes de construction des bâtiments sur les 5 prévues. Les demandes annuelles de chauffage et de refroidissement sont estimées à respectivement 1'510 MWh/an et 730 MWh/an pour les 4 premières étapes.

En ce qui concerne les sondes et le terrain, deux tests de réponse ont permis de mesurer in situ leur paramètres thermiques importants. Ils ont été effectués sur 2 sondes en double-U de 160 m de profondeur et de 152 mm de diamètre, qui seront réutilisées pour le stockage de chaleur. Des valeurs de dimensionnement, définies pour simuler le comportement thermique du stockage, sont déduites de l'interprétation des mesures et d'analyses extérieures à cette étude. En outre, les valeurs de conductibilité thermique du terrain obtenues avec les 2 tests de réponse, comparées aux valeurs mesurées en laboratoire d'échantillons, confirment qu'il n'y a pas d'écoulement significatif de l'eau souterraine. Les erreurs commises sur l'évaluation des tests de réponse sont évaluées et permettent d'établir des recommandations pour la réalisation de tests de réponse ultérieurs. Les valeurs de dimensionnement relatives au terrain et aux sondes sont sélectionnées de manière à conserver une marge de sécurité sur le dimensionnement :

| | |
|--|------------------------------|
| Température initiale moyenne du terrain | 12.3 °C |
| Capacité volumétrique thermique moyenne du terrain | 2.1 MJ/m³K |
| Conductibilité thermique moyenne du terrain | 3.0 W/mK |
| Résistance thermique effective de la sonde | 0.1 K/(W/m) |

Ces valeurs sont entrées dans le programme PILESIM, qui est utilisé pour évaluer trois concepts de système par simulations numériques. PILESIM est un outil de simulation thermique de systèmes de chauffage et refroidissement qui utilisent des pieux échangeurs ou des sondes géothermiques multiples. Un coefficient de performance constant de 3 est assigné à la PAC, et une efficacité de refroidissement de 2.5 à la machine frigorifique. Les performances thermiques sont simulées sur 10 années consécutives, de manière à prendre en compte les effets transitoires engendrés par le stockage diffusif, dont la durée est généralement de plusieurs années.

Les évaluations des trois concepts de système ont permis d'optimiser le stockage de chaleur diffusif dans le terrain en tant que partie intégrante du système thermique. Elles permettent également de proposer des recommandations quant au concept de système à choisir (voir ci-dessous). Les trois concepts de système sont:

- **cas 1:** refroidissement direct sur le stockage diffusif; seule une partie des besoins de refroidissement est satisfaite. La pompe à chaleur est dimensionnée en fonction de l'importance de la recharge thermique¹ du stockage effectuée par le refroidissement direct. Un chauffage d'appoint auxiliaire est nécessaire de même qu'une machine frigorifique non couplée au stockage diffusif.
- **cas 2:** la totalité des besoins de refroidissement sont injectés dans le stockage de chaleur par l'intermédiaire d'une machine frigorifique. La pompe à chaleur, dimensionnée en conséquence, permettra de couvrir une plus grande fraction de la demande de chaleur que dans le cas 1. Un chauffage d'appoint auxiliaire est encore nécessaire;
- **cas 3:** la taille de la pompe à chaleur est fixée arbitrairement à 1.5 fois celle du cas 2. La recharge thermique du terrain est effectuée par les rejets de chaleur de la machine frigorifique et par l'énergie thermique collectée par des absorbeurs solaires. Un chauffage d'appoint auxiliaire est toujours nécessaire.

Des contraintes sur la température du fluide circulant dans les sondes sont imposées. Une **température minimale de 3 °C** est prescrite, puisqu'il n'est pas prévu d'ajouter de l'antigel à l'eau qui circulera dans les sondes. Une **température maximale de 50 °C** est tolérée, afin de ne pas risquer l'endommagement des tubes en polyéthylène utilisés dans les sondes. Pour les trois cas, le nombre et l'espacement adéquat des sondes est à peu près le même. Le dimensionnement du stockage est proposé comme suit:

- **49 sondes géothermiques de 160 m de profondeur (7 x 7 sondes);**
- espacement quadratique de **6.5 m** entre les sondes.

Il est recommandé de placer les sondes de manière à avoir le "forage pilote" à égale distance des 4 sondes les plus proches. Le forage pilote, déjà foré, servira aux mesures de la température du terrain. Les deux sondes tests, mises en place avant la réalisation du stock pour effectuer les deux tests de réponse, seront intégrées dans les sondes du stockage. Un écart de leur position par rapport à leur emplacement prévu dans le stockage sera inévitable, mais sans grande conséquence sur les performances thermiques du stockage.

En ce qui concerne le débit total dans le stockage, il est estimé pour le troisième cas. La puissance thermique extraite des sondes est d'environ 300 kW. Avec un écart de température de 3 K, le débit total se monte à environ 86 m³/h. Comme le débit par sonde ne doit pas être inférieur à 1.5 m³/h, il est possible de connecter toutes les sondes en parallèle. Avec un débit plus faible (cas 1 et 2), il serait nécessaire de pouvoir connecter deux sondes en série. Ceci est réalisable en groupant les sondes dans deux zones: une zone centrale et une zone périphérique. Toutefois il est important d'équilibrer le nombre de sondes dans chacune des zones (i.e. une zone avec 25 sondes et une zone avec 24 sondes).

Il n'est pas inutile de rappeler que plus la conception d'un système est simple, plus le contrôle et la surveillance du système sera facilitée, et plus sa fiabilité sera renforcée. En

¹ Une recharge thermique est nécessaire pour éviter une diminution trop importante de la température du terrain à long terme.

particulier, il n'est pas judicieux de vouloir créer une zone chaude et une zone froide dans le stockage, de manière à utiliser la zone froide pour le refroidissement direct sur les sondes et la zone chaude pour les machines frigorifiques. Il ne faut pas oublier que le stockage de chaleur est avant tout un échangeur de chaleur dont la capacité de transfert est proportionnelle à la longueur totale des sondes utilisées. L'usage de la moitié des sondes à disposition diminue d'un facteur 2 la capacité de transfert. Comme l'écart de température maximum entre le fluide caloporteur et le stockage ne peut pas être augmenté, c'est la puissance de transfert de pointe qui est diminuée par un facteur 2. Il est donc très recommandé d'utiliser la totalité des sondes aussi bien pour l'injection que pour l'extraction de chaleur du stockage.

Comme déjà mentionné précédemment, les performances thermiques du système, et en particulier celles du stockage, sont largement dépendantes de la demande de chauffage et de refroidissement. La détermination des besoins de refroidissement des bâtiments de la Suva sont plus incertains que les besoins de chauffage, puisqu'elle dépend des activités et des besoins des futurs locataires, qui ne sont à ce jour que partiellement connus. Il est donc préférable de baser le concept du système sur la demande de chauffage. En conséquence, le système proposé dans le cas 1 n'est pas recommandé. Dans les cas 2 et 3, la totalité de la demande de refroidissement est satisfaite par des machines frigorifiques. Elles représentent un moyen de recharger le stockage. Comme la demande de refroidissement annuelle réelle peut sensiblement différer de l'estimation utilisée pour les calculs, les absorbeurs solaires apparaissent comme un facteur de sécurité, dans le sens où ils peuvent compenser une demande de refroidissement plus faible. Toutefois les 900 m² d'absorbeurs solaires ne suffisent pas à assurer la totalité de la recharge thermique du stockage dans les deux cas.

Le système présenté dans le cas 3 est finalement sélectionné. La construction du stockage, réalisée deux ans plus tard, est documentée. Les paramètres de simulations sont ré-évalués avec les dernières informations à disposition, et les performances thermiques recalculées avec PILESIM. Elles ne diffèrent pas sensiblement des premiers calculs. La sensibilité des performances thermiques du système sont évaluées en fonction de l'importance de la recharge thermique du stockage. Il apparaît important, au cours d'un cycle annuel, de pouvoir remettre dans le stockage au moins la même quantité d'énergie qui a été prélevée.

| |
|---|
| Cette étude a été accomplie sur mandat de l'Office fédéral de l'énergie. Les auteurs sont seuls responsables du contenu et des conclusions. |
|---|

Abstract

In the framework of the construction of the new SUVA buildings of the D4 centre at Gisikon, near Luzern, a diffusive ground heat storage will be integrated in the energy concept of the buildings. The task is to size the storage as part of a whole heating and cooling system. It requires the knowledge of the time-evolution of the heating and cooling demand for a typical year, as well as the thermal properties of the ground and the borehole heat exchangers that will form the ground heat exchanger of the heat storage.

The heating and cooling requirements were calculated by the engineer office PB Energie & Haustechnik and are the loading conditions that the system has to meet. The sizing procedure of the storage concerns its first phase, which corresponds to the first 4 of the 5 construction steps of the SUVA centre. The annual heating and cooling energy requirements are estimated to respectively 1'510 MWh/year and 730 MWh/year for the first 4 construction steps.

Two response tests were realised to determine in situ the main thermal parameters of the ground and borehole heat exchangers. They used two boreholes of 152 mm in diameter and with a double U-pipe installation of 160m deep. The boreholes will be reused in the actual storage. The measurements confirm that no significant ground water flow is present. An error analysis of the response test evaluation is performed. Recommendations for future response test are established. Design values for the ground and borehole parameters are deducted from the analyses of the measurements and other available information. They are selected in order to keep a security margin in the system sizing:

| | |
|--|------------------------------|
| Initial mean temperature of the ground | 12.3 °C |
| Mean volumetric thermal capacity of the ground | 2.1 MJ/m³K |
| Mean thermal conductivity of the ground | 3.0 W/mK |
| Effective thermal resistance of the borehole | 0.1 K/(W/m) |

This information is given as input data to the PILESIM programme, which is used to assess three system concepts by numerical simulations. PILESIM is a thermal simulation tool of heating and cooling systems which use heat exchanger piles or borehole heat exchangers. A constant performance coefficient of 3 is assumed for the heat pump and an mean efficiency of 2.5 for the cooling machine. The thermal performances are simulated for 10 years, in order to take into account the start up effects of the ground heat storage, which usually last for several years.

The evaluations of the three system concepts permit the optimisation of the diffusive ground heat storage as part of the thermal system. They also helped to propose recommendations for the selection of the best system concept (see below). The 3 system concepts are:

- **case 1:** the storage is used for direct cooling only. Part of the cooling needs will be met. The heat pump is sized according to the importance of the thermal recharge of the storage. A thermal recharge is necessary in order to prevent a too important decrease of the ground temperature in the long term. Auxiliary heating is necessary as well as auxiliary cooling units.

- **case 2:** the storage is used to cover the totality of the cooling requirement. Cooling machine coupled to the storage will be used. The heat pump is sized according to the importance of the thermal recharge of the storage and is more powerful than for case 1. Auxiliary heating is necessary.
- **case 3:** the heat pump size is arbitrary set to 1.5 that of case 2. The importance of the thermal recharge of the storage has to be determined. It is achieved by the cooling machines and solar absorbers. Auxiliary heating is still necessary.

Constraints on the heat carrier fluid temperature in the boreholes are imposed. A **minimal temperature of 3 °C** is prescribed, as no antifreeze will be added to the water. A **maximal temperature of 50 °C** is tolerated, in order not to damage the polyethylene pipes in the boreholes. For the 3 cases, the optimal borehole spacing and number of boreholes is approximately the same. The design of the storage is proposed as follow:

- **49** borehole heat exchangers of **160 m** long (**7 x 7 boreholes**);
- quadratic spacing of **6.5 m** between the boreholes.

It is recommended to keep the “pilot borehole” at equal distance from the 4 closest neighbouring boreholes. The “pilot borehole”, already bored, will serve for the measurements of the ground temperature. The two tested borehole heat exchangers, bored before the construction of the duct storage, should be integrated in the storage. Their position will differ from the expected one for the duct store, but without significant influence on the thermal performances of the storage.

The total flow rate is estimated for the third case. The extracted thermal power is about 300 kW. Assuming a temperature difference of 3K between the inlet and outlet, the total flow rate is found to be 86 m³/h. As the flow rate per borehole should not be smaller than 1.5 m³/h, it is possible to connect all the boreholes in parallel. If the flow rate is smaller (case 1 and 2), it would be necessary to connect 2 boreholes in series. This is possible in connecting the boreholes into two zones: a central and a peripheral one. It is important to have about the same number of boreholes in each zone (one zone with 24 and one with 25 boreholes).

It is not unnecessary to highlight the importance of having a simple system concept. It is beneficial for the system control, the system maintenance and the system reliability. In particular, it is not recommended to create a warm and a cold zone in the storage, in order to use the cold zone for direct cooling and the warm zone for the cooling machines. One do not have to forget that the heat storage is first of all a heat exchanger, whose transfer capacity is proportional to the total borehole length used. Half of the boreholes results in a decrease by 2 of the heat transfer capacity. As the temperature difference between the heat carrier fluid and the storage can not be increased, the heat transfer rate has to be decreased by a factor 2. It is thus highly recommended to used the totality of the boreholes for heat injection as well as for heat extraction.

As previously mentioned, the thermal performances of the system, and in particular those of the storage, are strongly dependent on the estimation of the heating and cooling demands. The determination of the cooling needs are not as reliable as the heating needs, as they

depends on the future activities of the people who will occupy the buildings, which are so far only partly known. In consequence, the proposed system in case 1 is not recommended. In cases 2 and 3, the totality of the cooling demand is satisfied by cooling machines. They are seen as a mean to recharge the storage. As the real cooling needs may greatly differ from the from the estimation used for the simulations, the solar absorber appear as a security factor, in the sense that they can compensate a smaller cooling demand. However, the 900 m² of solar absorbers are not enough to cover the totality of the thermal recharge in both cases.

The system presented in case 3 is selected. The storage construction, achieved two years later, is documented. Simulation parameters are evaluated a second time with up to date information. Thermal performances are recalculated with PILESIM. They do not differ significantly from the first calculation. System thermal performances sensitivity to the importance of the storage thermal recharge are assessed. It is important, during an annual cycle, to inject in the storage at least the same energy quantity that has been extracted.

Remerciements

L'auteur remercie chaleureusement l'Office Fédéral de l'Energie pour son soutien financier sans lequel cette étude n'aurait pas pu être effectuée. Le Dr. Beat Keller, de Mengis+Lorenz AG, et M. Peter Berchtold, du bureau PB Ing. Büro für Energie & Haustechnik, sont particulièrement remerciés pour leur enthousiasme, leur disponibilité et leur aide dans cette étude, ce qui a permis une collaboration fructueuse. Enfin, toutes les personnes et entreprises qui ont collaboré de près ou de loin au bon déroulement de ce projet de recherche sont également remerciées.

Table des matières

| | |
|--|----|
| Short Abstract | 1 |
| Résumé | 3 |
| Abstract..... | 7 |
| Remerciements | 9 |
| Table des matières | 11 |
| 1. Introduction..... | 13 |
| 2. Objectifs..... | 15 |
| 3. Tests de réponse géothermique sur les sondes nord et sud | 17 |
| 3.1 Géologie locale..... | 17 |
| 3.2 Rappels théoriques relatifs au test de réponse..... | 18 |
| 3.4 Les sondes géothermiques nord et sud | 21 |
| 3.5 Test de réponse sur la sonde géothermique nord..... | 21 |
| 3.6 Test de réponse sur la sonde géothermique sud | 25 |
| 3.7 Valeurs de dimensionnement | 28 |
| 3.8 Analyse des différences observées entre les tests de réponse nord et sud..... | 28 |
| 3.9 Informations complémentaires | 31 |
| 4. Dimensionnement des sondes géothermiques du stockage de chaleur | 35 |
| 4.1 Besoins de chauffage et de refroidissement des bâtiments | 36 |
| 4.2 Propriétés thermiques des sondes et du terrain | 38 |
| 4.3 Performances thermiques de la pompe à chaleur et de la machine frigorifique..... | 38 |
| 4.4 Cas 1: refroidissement direct..... | 39 |
| 4.5 Cas 2: machine frigorifique..... | 41 |
| 4.6 Cas 3: machine frigorifique et toiture solaire..... | 42 |
| 4.7 Dimensionnement optimal du stockage de chaleur dans le terrain | 44 |
| 5. Variante de système choisi et construction du stockage | 47 |
| 5.1 Importance du mode de fonctionnement en refroidissement direct | 47 |
| 5.2 Isolation des tubes horizontaux du stockage | 48 |
| 5.3 Construction du stockage | 51 |
| 6. Performances thermiques du système sélectionné | 55 |
| 6.1 Résistance thermique des sondes | 55 |
| 6.2 Positionnement des sondes..... | 56 |
| 6.3 Caractéristiques thermiques du stockage | 58 |
| 6.4 Performances thermiques du système | 59 |
| 6.5 Réduction de la recharge thermique du stockage | 62 |
| 6.6 Remarques finales | 65 |
| 7. Conclusions..... | 67 |
| 7.1 Tests de réponses..... | 67 |
| 7.2 Concepts d'intégration du stockage de chaleur diffusif | 67 |
| 7.3 Concept de système sélectionné | 68 |
| Références..... | 69 |

1. Introduction

Sur la commune de Root près de Lucerne, la suva réalise la première étape du centre d'entreprises et d'innovation D4. D4 désigne les 4 dimensions homme, haute technologie, environnement et temps. Le centre D4 sera justement occupé par des PME actives dans les branches high-tech, technologies de l'environnement et service de santé (voir <http://www.d4center.ch>). Dès le début du projet en 1990, la suva a fixé comme objectif de doter le centre D4 d'un concept énergétique respectueux de l'environnement. En plus d'un usage rationnel et optimal de l'énergie, le recours aux énergies renouvelables est explicitement spécifié. Elles doivent couvrir au moins 50% des demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement restantes. Compte tenu de la difficulté de connaître avec exactitude les demandes de chaleur, et en particulier la demande de refroidissement (qui dépend également des besoins particuliers des utilisateurs qui ne sont pas encore connus), le concept énergétique doit avoir un caractère flexible et polyvalent. En outre, il fera intervenir une toiture solaire, une pompe à chaleur/machine frigorifique combinée et un stockage diffusif de chaleur dans le terrain (B+B Energietechnik et al., 1999). Le stockage diffusif utilise le terrain lui-même comme milieu stockeur. L'énergie thermique est transférée au stockage au moyen d'un échangeur de chaleur souterrain, formé par un ensemble de sondes géothermiques régulièrement espacées. Le stockage diffusif jouera un rôle clef dans le concept énergétique et permettra de satisfaire aussi bien des besoins de chauffage que de refroidissement. Les sondes géothermiques atteindront une profondeur de 160m.

Cette étude a commencé en 1999 et se termine deux ans plus tard en 2001. Le démarrage officiel du projet D4 n'a eu lieu qu'en 2001, ce qui repoussé la réalisation des sondes géothermiques du stockage à la fin de cette étude.

2. Objectifs

Le but principal de cette étude est d'évaluer plusieurs concepts énergétiques articulés autour du stockage de chaleur diffusif dans le terrain, de quantifier le bilan énergétique du système et de proposer des recommandations pour son élaboration. Il s'agit de pouvoir simuler l'installation de chauffage / refroidissement dans les conditions imposées par le projet D4 de la Suva. La simulation des principaux composants (stockage diffusif, pompe à chaleur / machine frigorifique, capteurs solaires, etc.) en tant que partie intégrante du système doit aboutir à une configuration optimum et un dimensionnement correct de l'installation. Les performances thermiques sont simulées sur une dizaine d'années consécutives, de manière à prendre en compte les effets transitoires engendrés par le stockage diffusif, dont la durée est généralement de plusieurs années.

Dans la première phase de l'étude, un test de réponse sur chacune des deux sondes géothermiques pilotes de 160 m est effectué pour déterminer les caractéristiques thermiques du terrain et des sondes. L'analyse de ces résultats permet également d'établir si l'influence d'un mouvement éventuel de l'eau souterraine est importante ou pas. Les résultats obtenus dans cette première phase sont directement utilisés pour les simulations numériques de la phase successive.

Dans la deuxième et dernière phase de l'étude, différents concepts énergétiques sont évalués avec le programme de simulation PILESIM (Pahud, 1999), afin de sélectionner le concept d'intégration du stockage diffusif le plus prometteur. Le concept d'intégration retenu est ensuite recalculé avec les dernières informations disponibles, soit près de 2 ans plus tard.

La première phase du projet est décrite dans le chapitre 3. Dans le chapitre 4, les résultats des simulations PILESIM sont présentés, à savoir l'évaluation de plusieurs concepts énergétiques pour l'intégration du stockage diffusif dans la système. Le chapitre 5 permet de présenter deux analyses complémentaires et de décrire la réalisation du stockage diffusif. Dans le chapitre 6, les paramètres de simulation sont redéfinis avec les dernières informations à disposition et les performances thermiques du concept de système sélectionné sont recalculées. L'influence d'une recharge plus faible du stockage est évalué.

3. Tests de réponse géothermique sur les sondes nord et sud

Deux sondes géothermiques pilotes de 160m ont été forées avant la construction du stock, de manière à pouvoir effectuer un test de réponse géothermique sur chacune d'elle. Un test de réponse a l'avantage de déterminer in situ la conductivité thermique moyenne du terrain le long de la sonde et la résistance thermique effective de cette dernière. La connaissance de ces deux paramètres est déterminante pour la simulation thermique et le dimensionnement d'un stockage de chaleur diffusif dans le terrain. Le test consiste à utiliser la sonde géothermique pour injecter dans le terrain une puissance thermique constante. L'évolution temporelle des températures aller et retour du fluide circulant dans la sonde est justement la réponse à mesurer. Le test commence par une période sans injection de chaleur de manière à déterminer la température moyenne initiale du terrain. L'emplacement des deux sondes pilotes est au nord et au sud de la zone qui sera occupées par les sondes du stockage. Elles sont espacées par environ 30 mètres. Les deux sondes pilotes seront réutilisées et intégrées dans le stockage de chaleur lors de sa construction.

3.1 Géologie locale

Le bureau Mengis + Lorenz AG (Keller, 2000) a établi un modèle de la géologie locale à l'emplacement du stockage diffusif (voir figure 3.1).



Fig. 3.1 Modèle géologique local à l'emplacement du stockage de chaleur diffusif dans le terrain (source: Keller, 2000).

Un forage pilote foré au centre du stockage, entre les deux sondes pilotes, a permis de prélever des carottes de rocher jusqu'au fond du stockage et d'effectuer de multiples analyses en laboratoire (voir par exemple Keller et al., 2001, pour une synthèse des analyses). La couche de terrain à la surface est constituée de roches non consolidées (quaternaire). Les sondes géothermiques traverseront 3 à 4 couches de roche inclinées, formées par divers types de molasse.

3.2 Rappels théoriques relatifs au test de réponse

Un test de réponse géothermique est donc réalisé à partir de l'injection dans le terrain d'une puissance thermique constante et de la mesure de la température du fluide (T_{fin} , T_{fout}). Au cours du test, les transferts thermiques près de la sonde sont essentiellement radiaux et relativement constants le long de la sonde. La solution pour une source d'énergie thermique linéaire permet de mettre en équation l'évolution de la température moyenne du fluide (Eskilson, 1987) (3.1).

$$T_f(t) - T_o = \frac{q}{4 \pi \lambda} \cdot \ln(t) + q \cdot \left[R_b + \frac{1}{4 \pi \lambda} \cdot \left(\ln \left(\frac{4 a}{r_b^2} \right) - \gamma \right) \right] \quad (3.1)$$

R_b : résistance thermique effective de la sonde géothermique (K/(W/m)).

$T_f = 0.5 \times (T_{fin} + T_{fout})$, T_f : moyenne arithmétique de la température du fluide caloporteur à l'entrée (T_{fin}) et la sortie (T_{fout}) de la sonde (°C).

$q = Q/H$ (W/m), Q : puissance thermique moyenne transférée par la sonde (W) dont la longueur active (du point de vue thermique) est H (m).

t : temps depuis le début de l'injection de chaleur q (s).

T_o : température du terrain non perturbé, avant le début de l'injection de chaleur (°C).

λ : conductibilité thermique du terrain (W/mK).

C : capacité thermique volumétrique du terrain (J/m³K).

$a = \lambda/C$: diffusivité thermique du terrain (m²/s).

r_b : rayon de la sonde géothermique (forage) (m).

γ : constante d'Euler = 0.5772.

Le temps t est compté depuis le début de l'injection de chaleur. L'équation (3.1) est valide lorsque un régime stationnaire est atteint dans la sonde géothermique, soit après le temps $\frac{5r_b^2}{a}$. La température du fluide $T_f(t)$ évolue de façon linéaire en fonction de $\ln(t)$. La pente de

la droite, ϕ , permet d'évaluer d'abord la conductibilité thermique du terrain (cf. relation 3.2).

$$\lambda = \frac{q}{4 \pi \phi} \quad (3.2)$$

La résistance thermique de la sonde est évaluée dans une deuxième étape, sur la base de l'équation (3.1). Elle nécessite la connaissance de la capacité thermique volumétrique du terrain, qui est généralement connue avec une précision suffisante à partir de valeurs usuelles

découlant de la géologie du site ou de mesures sur des prélèvements. La température du terrain non perturbé doit également être connue. Elle est obtenue, comme déjà mentionné plus haut, en faisant circuler le fluide sans chauffage avant le début du test.

Si la sonde géothermique est soumise à une puissance thermique qui varie par paliers successifs, le principe de superposition est appliqué. La relation (3.1) devient (Eskilson et al., 1987):

$$T_f(t) - T_o = \frac{q_N}{4\pi\lambda} \cdot \tau_N(t) + q_N \cdot \left[R_b + \frac{1}{4\pi\lambda} \cdot \left(\ln\left(\frac{4a}{r_b^2}\right) - \gamma \right) \right] \quad (3.3)$$

Le domaine de validité de l'équation (3.3) est donné par:

$$t_N + \frac{5r_b^2}{a} < t < t_{N+1} \quad (3.4)$$

q_N : flux de chaleur échangé par la sonde durant le dernier palier, entre t_N et t_{N+1} (W/m);

$\tau_N(t)$: temps sans dimension, défini par la relation (3.5) (-).

$$\tau_N(t) = \sum_{n=1}^N \frac{q_n - q_{n-1}}{q_N} \cdot \ln(t - t_n) \quad (3.5)$$

q_n : flux de chaleur échangé par la sonde durant le palier n, entre t_n et t_{n+1} (W/m); le flux de chaleur q_0 est par définition nul.

3.3 Module de chauffage

Afin de pouvoir imposer une puissance thermique constante à une sonde géothermique, l'EPFL dispose d'un module de chauffage développé dans le cadre d'un projet relatif à des pieux échangeurs (Laloui et al., 1998). Le module de chauffage est placé dans un cube de 1.5 m d'arête. Pesant environ 200 kg, il est facilement transportable dans une petite remorque tractée par une voiture. Il se compose principalement d'une chaudière électrique à faible contenance CIPAG (P = 3, 6 ou 9 kW), d'une pompe de circulation Grundfos (Q = 0 - 2,5 [m³/h]), d'un vase d'expansion Stucklin (50 l) et de deux purgeurs automatiques / mélangeurs Flamcovent.

Différentes vannes permettent d'isoler certains tronçons lors de la purge ou du remplissage. Un limiteur de niveau d'eau Stucklin (Flow switch) permet d'arrêter automatiquement l'alimentation de la chaudière en cas de débit insuffisant (par exemple la rupture d'un tube) et des soupapes de sécurité empêchent la pression de dépasser une valeur d'environ 3 bar dans les différents composants du module. En plus de ses trois niveaux de puissance, la température de la chaudière peut être limitée au moyen d'un thermostat; de plus, une sécurité indépendante contre la surchauffe déclenche l'alimentation de la chaudière lorsque la température de cette dernière dépasse ~90°C.

Les tuyaux, la chaudière ainsi que le module lui-même sont isolés afin de diminuer au maximum les déperditions thermiques.

Les températures aller et retour et la pression d'eau sont grossièrement mesurés et affichés dans le module pour faciliter le contrôle des opérations. Un système d'acquisition de données automatique pour quatre températures (T_{aller} , T_{retour} , T_{module} et T_{ext}), pour le débit et ainsi que pour la puissance électrique consommée par la chaudière et la pompe de circulation est utilisé pour chaque campagne de mesure. Les températures du fluide T_{aller} et T_{retour} sont mesurées par des PT100 insérées dans des doigts de gant et noyées dans de la graisse thermique. Etalonnées en laboratoire, la précision de mesure est inférieure à 0.05 K. Les températures T_{module} et T_{ext} sont les températures de l'air dans le module et à l'extérieur. La mesure du débit se fait avec un débitmètre à turbine axiale. La précision de mesure est de 1% dans la plage de mesure. L'énergie électrique délivrée à la chaudière est mesurée par un compteur électrique dont la précision est inférieure à 2%. Le comptage se fait par pulses qui sont comptabilisés par le système d'acquisition de données (640 pulses par kWh). Un schéma du module de chauffage est montré dans la figure 3.2.

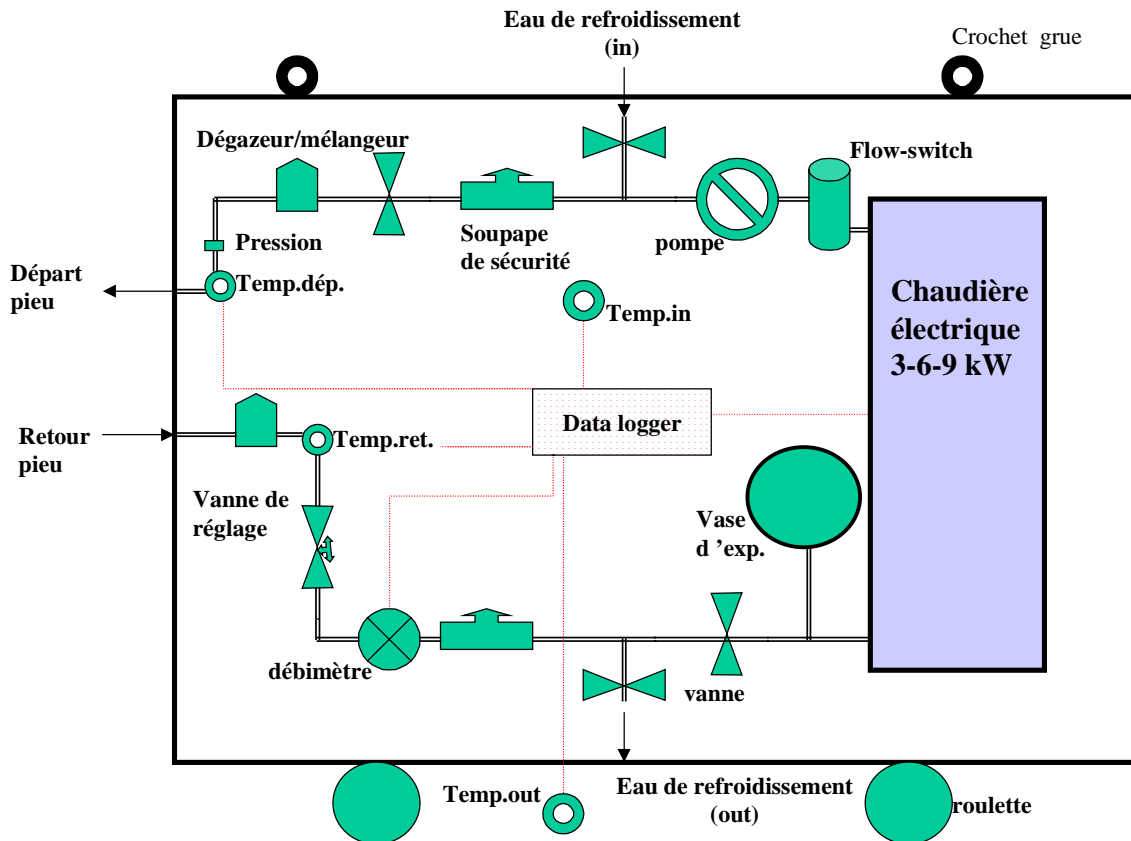


Fig. 3.2 Schéma du module de chauffage pour effectuer un test de réponse géothermique.

3.4 Les sondes géothermiques nord et sud

Les deux sondes géothermiques, espacées par environ 30 mètres, sont forées jusqu'à une profondeur de 160 m avec un diamètre de 152 mm. Un double-U en plastique est installé dans le forage pour permettre la circulation du fluide caloporteur. En se basant sur les tests de réponses réalisés sur quatre sondes géothermiques pilotes du collège de Peseux à Neuchâtel (Matthey et al., 1996), du sable de quartz est utilisé pour le remplissage de l'espace compris entre les tubes, de manière à assurer un bon contact thermique avec le terrain. Le sable de quartz humide est plus conducteur que la bentonite (conductibilité thermique pratiquement doublée, 1.5 plutôt que 0.8 W/mK), ce qui est favorable aux transferts thermiques entre le fluide caloporteur et le terrain. Cette solution implique l'usage de distanceurs pour écarter le plus possible les tubes et les placer le plus près possible de la paroi du forage. Elle implique également, en raison de la perméabilité importante du sable de quartz, que le forage ne mette pas en circulation de l'eau souterraine (puits artésien), ce qui était bien vérifié dans le cas des deux sondes pilotes. Le volume de sable mis dans les sondes a été mesuré et correspondait bien au volume à remplir. Les principales caractéristiques des deux sondes sont données dans la table 3.1.

| | Sonde nord | Sonde sud |
|--|-----------------|-----------------|
| Profondeur | 160 m | 162 m |
| Diamètre sonde (forage) | 152 mm | 152 mm |
| Tube | polyéthylène | polyéthylène |
| Diamètre extérieure tube | 40 mm | 40 mm |
| Epaisseur tube | 3.7 mm | 3.7 mm |
| Pression nominale tube | 16 bar | 16 bar |
| Distanceur (centre tube à centre tube) | 87 mm | 87 mm |
| Matériau de remplissage | sable de quartz | sable de quartz |
| Fluide caloporteur | eau | eau |
| Débit lors du test de réponse | 810 litre/h | 810 litre/h |

Table 3.1 Principales caractéristiques des deux sondes géothermiques nord et sud.

3.5 Test de réponse sur la sonde géothermique nord

Le test de réponse sur la sonde nord a débuté le mardi 6 juillet 1999 et s'est terminé le lundi suivant. Afin de correctement mesurer la température du terrain non perturbé, la circulation de l'eau dans la sonde a été effectuée durant une vingtaine d'heures sans chauffage. Les mesures ont été enregistrées chaque minute et stockées par moyennes de 10 minutes. Les mesures de température et de débit sont montrées dans la figure 3.3 et la puissance thermique et électrique dans la figure 3.4.

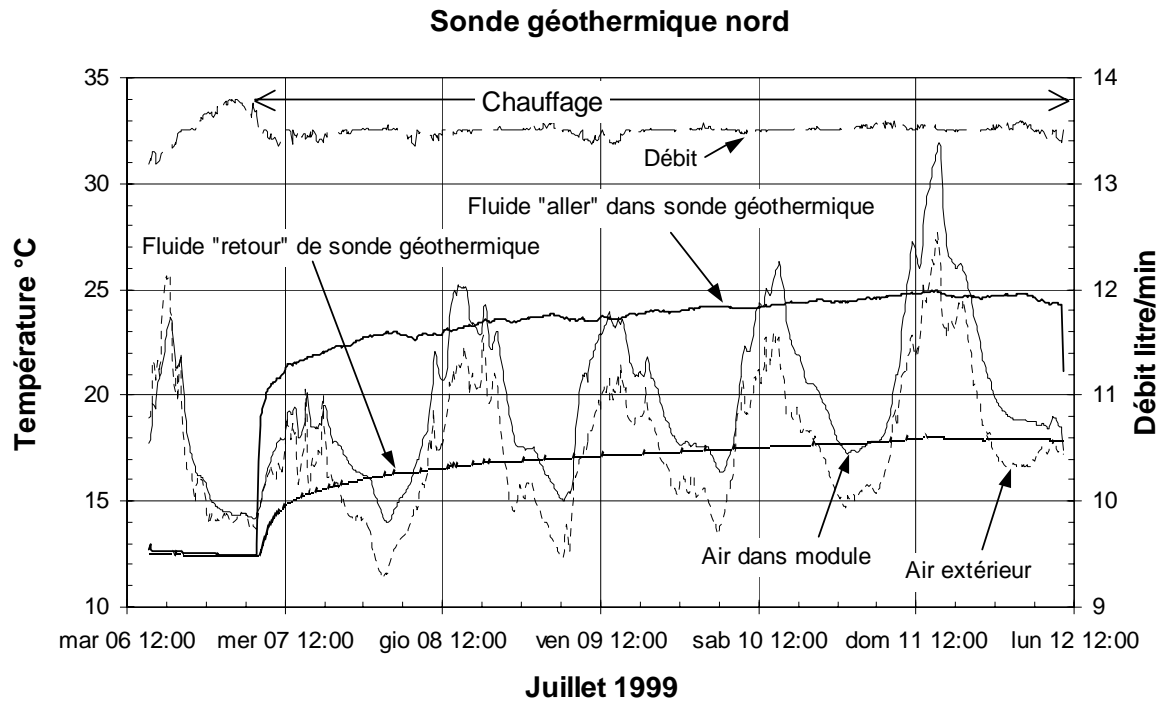


Fig. 3.3 Evolution des températures mesurées de l'eau circulant dans la sonde géothermique nord (aller et retour), de l'air dans la boîte contenant le module de chauffage, de l'air extérieur et du débit mesuré.

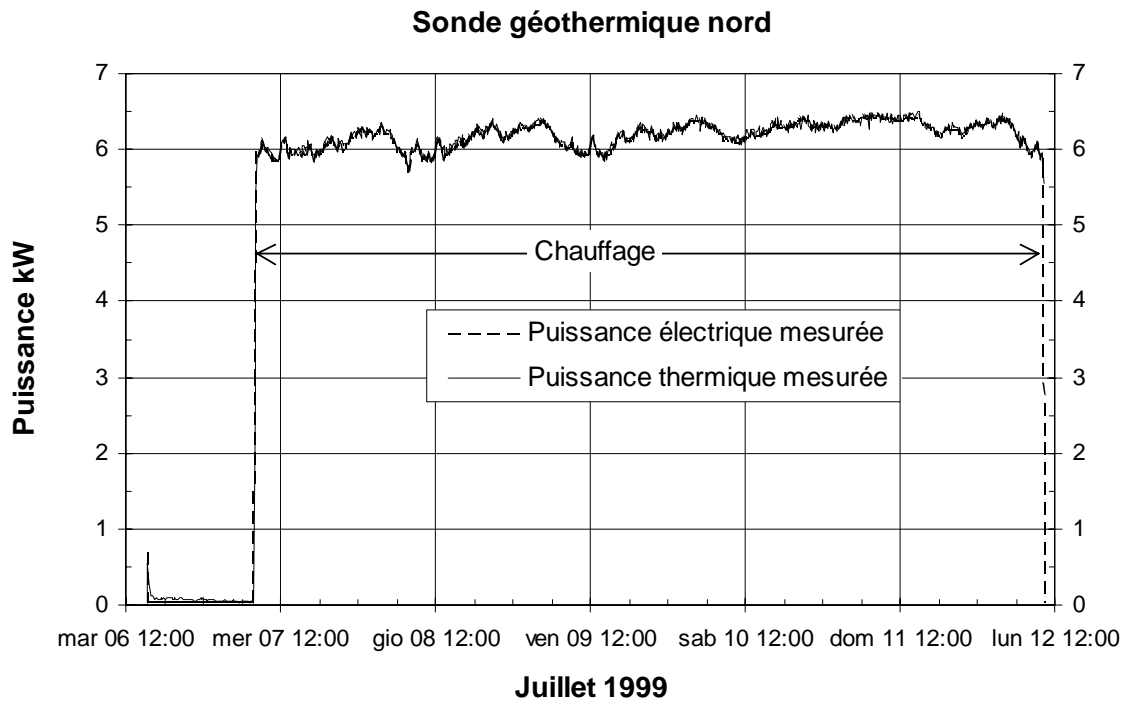


Fig. 3.4 Evolution des puissances thermique et électrique mesurées lors du test de la sonde géothermique nord.

La puissance thermique montrée dans la figure 3.4 est calculée à l'aide des mesures de température et de débit de l'eau circulant dans la sonde. La bonne correspondance avec la puissance électrique mesurée confirme la précision des mesures annoncées. La concordance des mesures de puissance confirment également que l'influence des conditions extérieures est négligeable. Cette influence se traduit généralement par des pertes thermiques entre le chauffe-eau électrique et les bornes de la sonde géothermique, ce qui a pour effet de diminuer la puissance thermique effectivement injectée dans la sonde. Cet effet peut, en relation avec l'évolution de l'écart de température entre le fluide et la température de l'air, induire une dérive dans l'injection de la puissance thermique. Dans notre cas, la mesure de la température de l'air montre que les variations se situent autour de la température moyenne du fluide, et aucun effet significatif n'est observé. Il est toutefois intéressant de remarquer les variations de la puissance électrique, qui dépendent directement des variations de la valeur efficace de la tension électrique dans le réseau. En ce qui concerne le test de réponse, c'est la valeur moyenne de la puissance qui est importante. Celle-ci est relativement stable d'un jour à l'autre, à l'exception du week-end où la puissance électrique est légèrement plus élevée.

La figure 3.5 montre l'évolution de la température de l'eau dans la sonde au cours de la période sans chauffage. La température de l'eau se stabilise entre 12.4 et 12.5 °C.

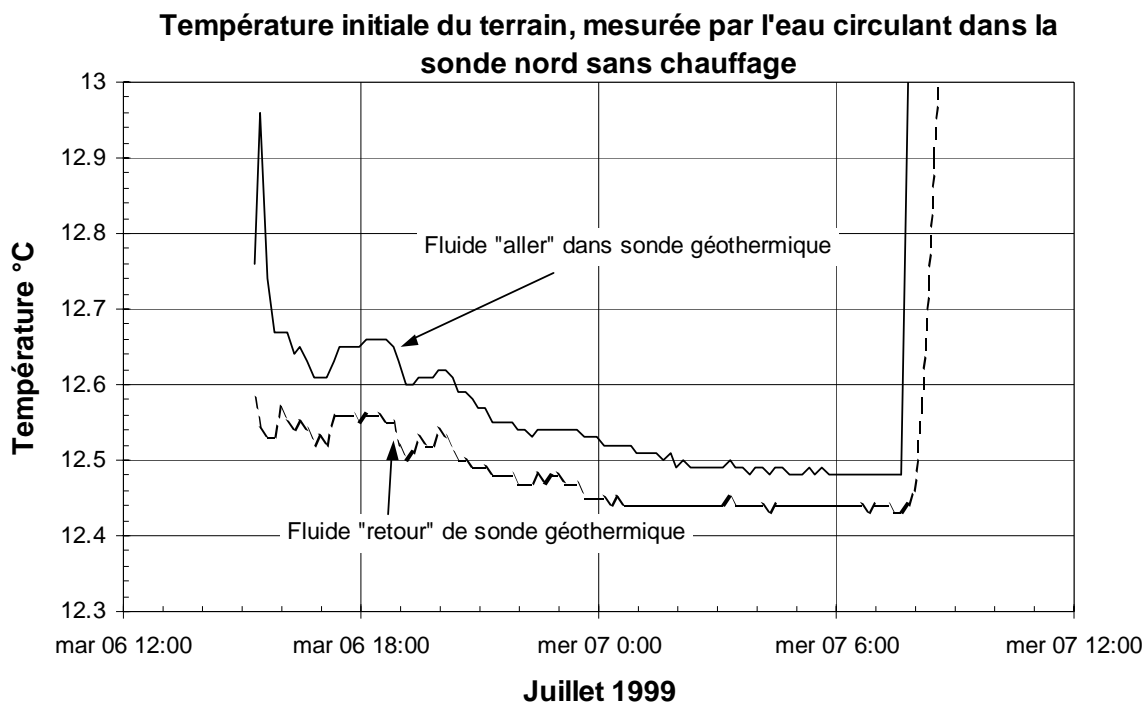


Fig. 3.5 Température du fluide circulant dans la sonde nord avant l'enclenchement du chauffage.

La figure 3.5 montre qu'entre 3 heure et 7 heure du matin, la température du fluide est bien stable. Ceci s'explique par la température de l'air extérieur (environ 14 °C) qui est proche de celle du fluide circulant dans la sonde. En conséquence, les conditions extérieures n'exercent pas de perturbation significative sur la température du fluide. D'autre part, l'effet transitoire

observé au moment de l'enclenchement de la pompe s'est estompé. Cet effet est engendré par la température du fluide dans le module de chauffage qui diffère de la température du terrain au moment de l'enclenchement de la pompe.

La différence de température, stable entre 3 heure et 7 heure du matin, permet de calculer une puissance thermique de 40 W. Bien que cette différence de température soit égale à la précision de mesure de l'appareillage (0.05K), la puissance thermique calculée est proche de la puissance électrique consommée par la pompe (55 W). Une partie de cette puissance se retrouve sous forme d'énergie thermique et doit être dissipée dans le terrain. Il en résulte une élévation de la température du fluide dans la sonde relativement à celle du terrain, qui peut être évaluée en admettant une résistance thermique effective de la sonde de 0.1 K/(W/m). Compte tenu de la grande longueur de la sonde géothermique, l'élévation de la température est négligeable ($\Delta T < 0.03 \text{ K} = 0.1 \text{ K/(W/m)} \times 55 \text{ W} / 160 \text{ m}$).

L'analyse de l'évolution des températures dans la sonde nord permet d'estimer la conductibilité thermique moyenne du terrain à 3.0 W/mK (cf. figure 3.6).

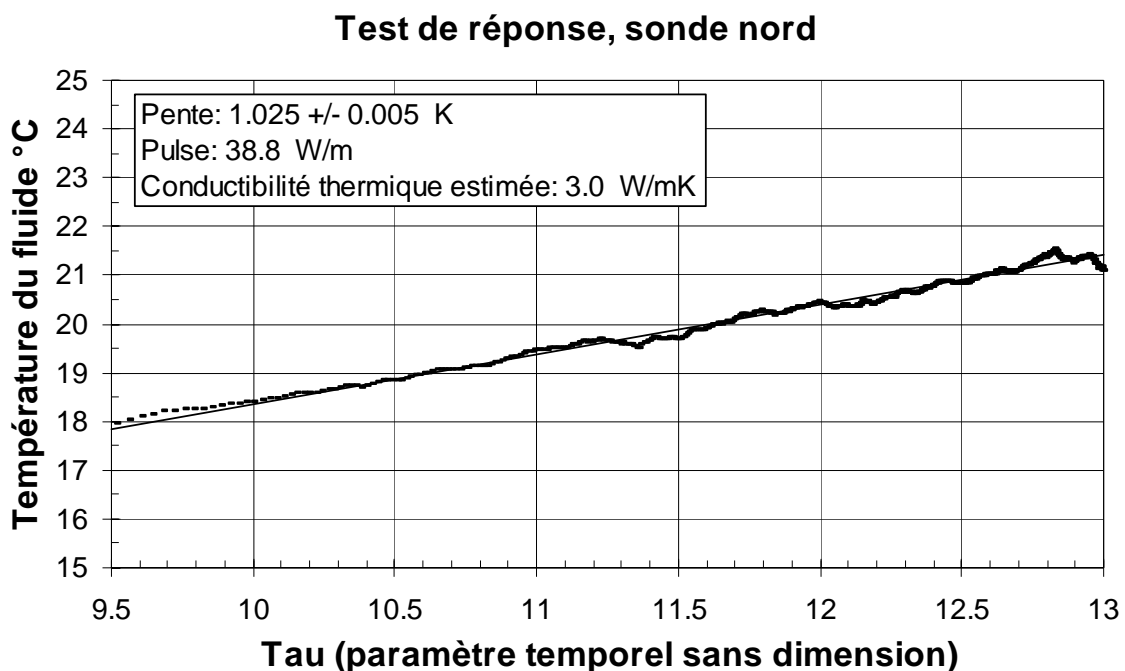


Fig. 3.6 Estimation de la conductibilité thermique moyenne du terrain avec les mesures de la sonde pilote nord.

Pour estimer la résistance thermique de la sonde, la capacité volumétrique du terrain est nécessaire. Elle a été mesurée en laboratoire sur des échantillons de roche prélevés dans les forages. Une valeur moyenne de 2.1 MJ/m³K a été obtenue. La résistance thermique de la sonde est estimée à 0.088 K/(W/m) (voir figure 3.7). Il s'est avéré par la suite que la détermination de la capacité volumétrique du terrain n'avait pas pris en compte l'eau contenue dans le rocher. Il s'ensuit une correction d'environ +10% sur la valeur de la capacité (2.3 plutôt que 2.1 MJ/m³K). La conséquence sur l'estimation de la résistance thermique de la

sonde est faible; elle est légèrement augmentée (elle vaut 0.090 K/(W/m) plutôt que 0.088 K/(W/m)).

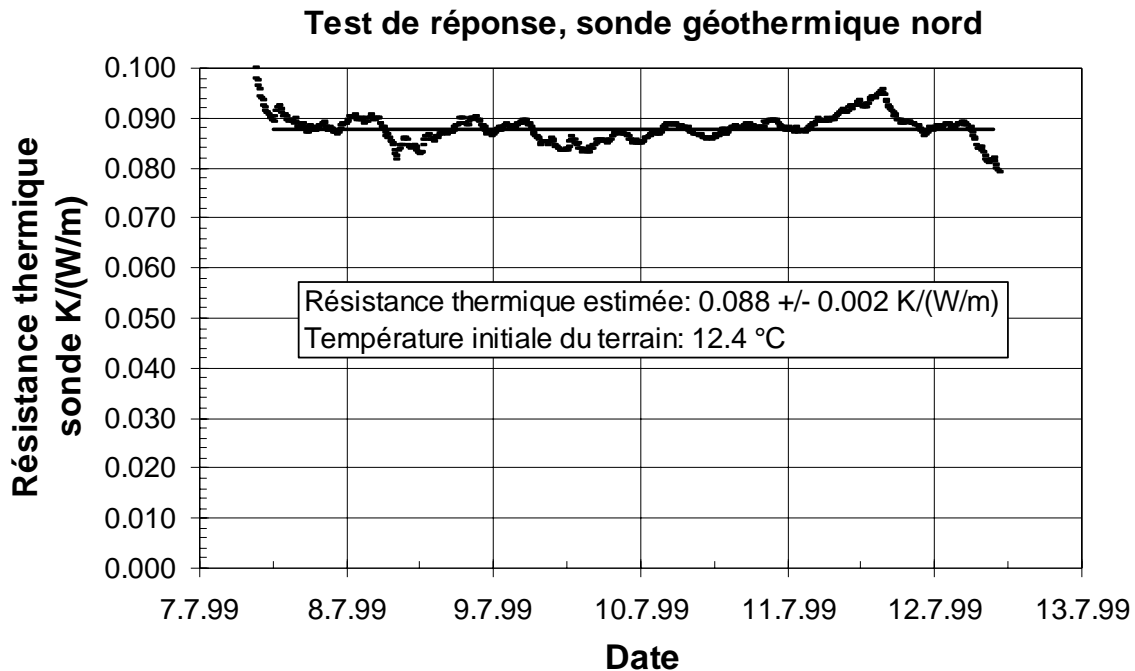


Fig. 3.7 Estimation de la résistance thermique effective de la sonde géothermique nord.

3.6 Test de réponse sur la sonde géothermique sud

Le test de réponse sur la sonde géothermique sud a débuté le lundi 19 juillet 1999 et s'est terminé le lundi suivant. En réalité le chauffage avait été enclenché le lundi 12 juillet, mais pour une raison indéterminée, la sécurité sur les courants de fuite a coupé l'électricité le lendemain. L'analyse de l'évolution des températures est un peu modifiée, puisque l'évolution de la puissance injectée dans la sonde est maintenant décrite par 3 pulses successifs. Le premier pulse, d'intensité q_1 , correspond à la première mise en marche du chauffage. Le second pulse, d'intensité q_2 , est nul et correspond à la période sans courant. Le dernier pulse, d'intensité q_3 , est celui qui correspond au test de réponse. Les relations suivantes, dérivées des relations 3.3 et 3.5, remplace la relation 3.1:

$$T_f(t) - T_o = \frac{q_3}{4\pi\lambda} \cdot \tau_3(t) + q_3 \cdot \left[R_b + \frac{1}{4\pi\lambda} \cdot \left(\ln\left(\frac{4a}{r_b^2}\right) - \gamma \right) \right] \quad (3.6)$$

$$\tau_3(t) = \frac{q_1}{q_3} \cdot \ln\left(\frac{t - t_1}{t - t_2}\right) + \ln(t - t_3) \quad (3.7)$$

Les mesures de température et de débit sont montrées dans la figure 3.8 et la puissance thermique et électrique dans la figure 3.9.

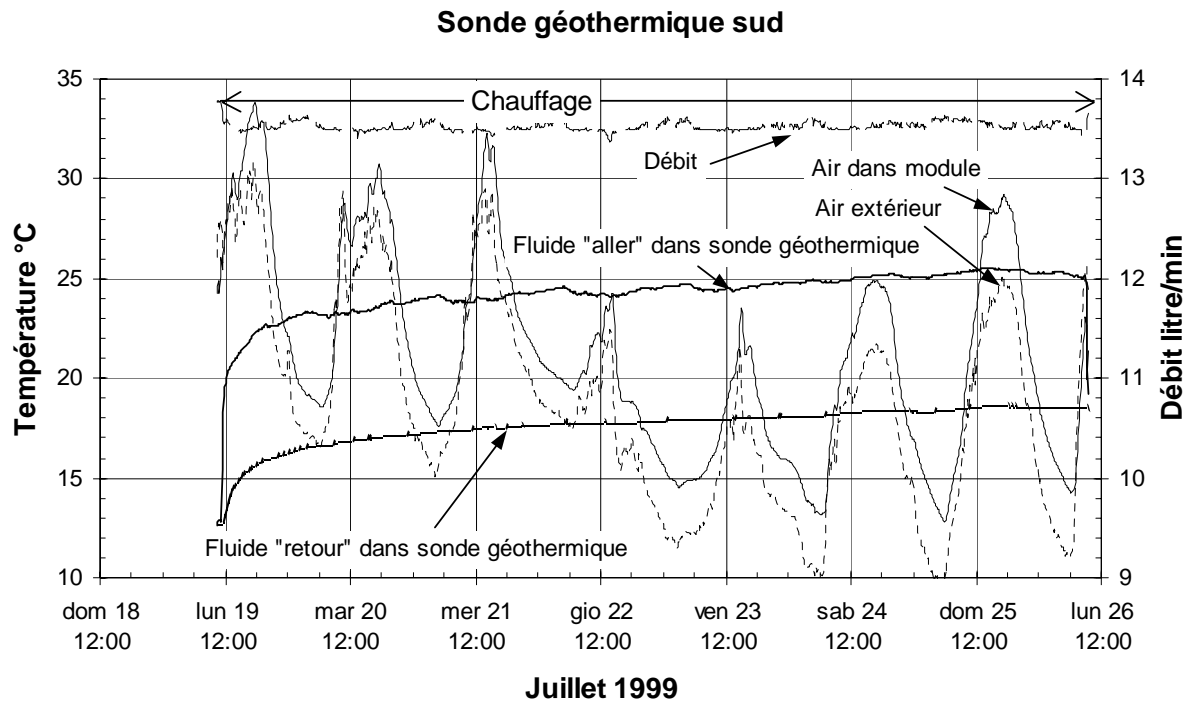


Fig. 3.8 Evolution des températures mesurées de l'eau circulant dans la sonde sud (aller et retour), de l'air dans la boîte contenant le module de chauffage, de l'air extérieur et du débit mesuré.

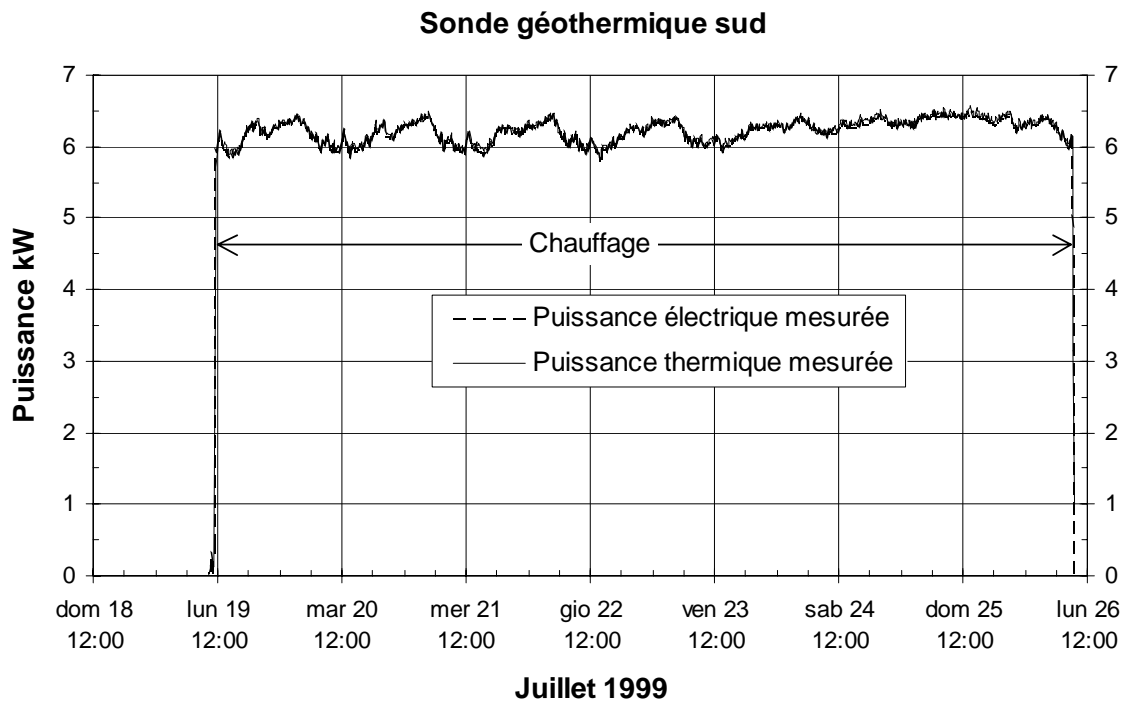


Fig. 3.9 Evolution des puissances thermique et électrique mesurées lors du test de la sonde sud.

L'analyse de l'évolution des températures dans la sonde sud permet d'estimer la conductibilité thermique moyenne du terrain à 3.3 W/mK (cf. figure 3.10).

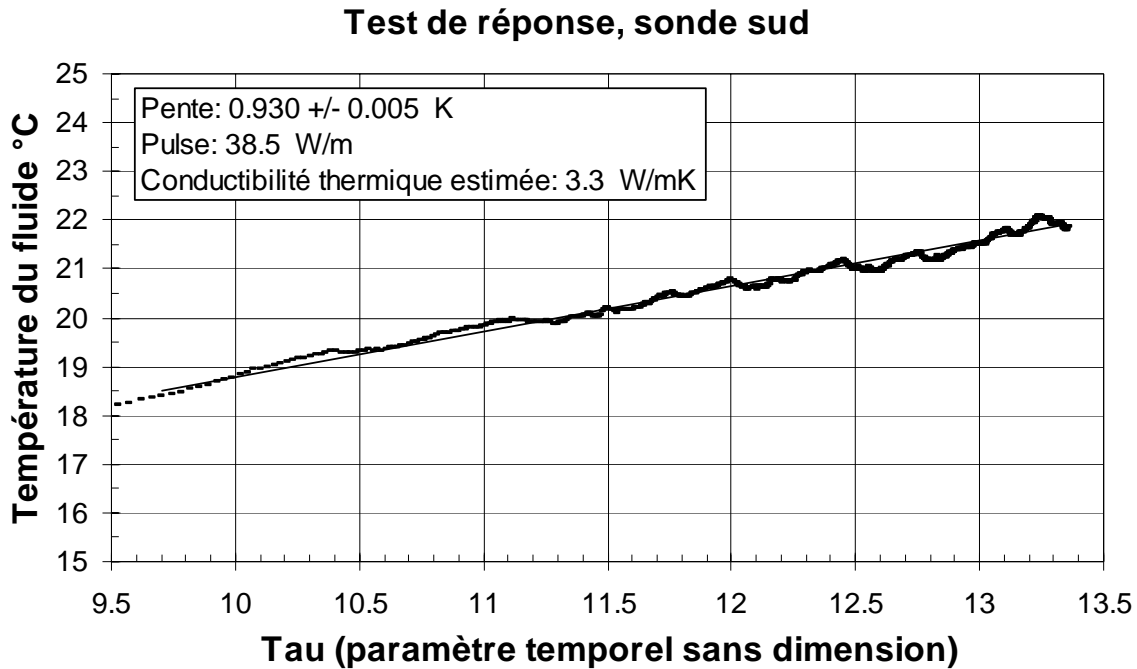


Fig. 3.10 Estimation de la conductibilité thermique moyenne du terrain avec les mesures de la sonde sud.

La capacité volumétrique du terrain est fixée comme précédemment à 2.1 MJ/m³K. La température initiale du terrain est supposée être la même que celle mesurée dans la sonde nord. La résistance thermique de la sonde est estimée à 0.104 K/(W/m) (voir figure 3.11).

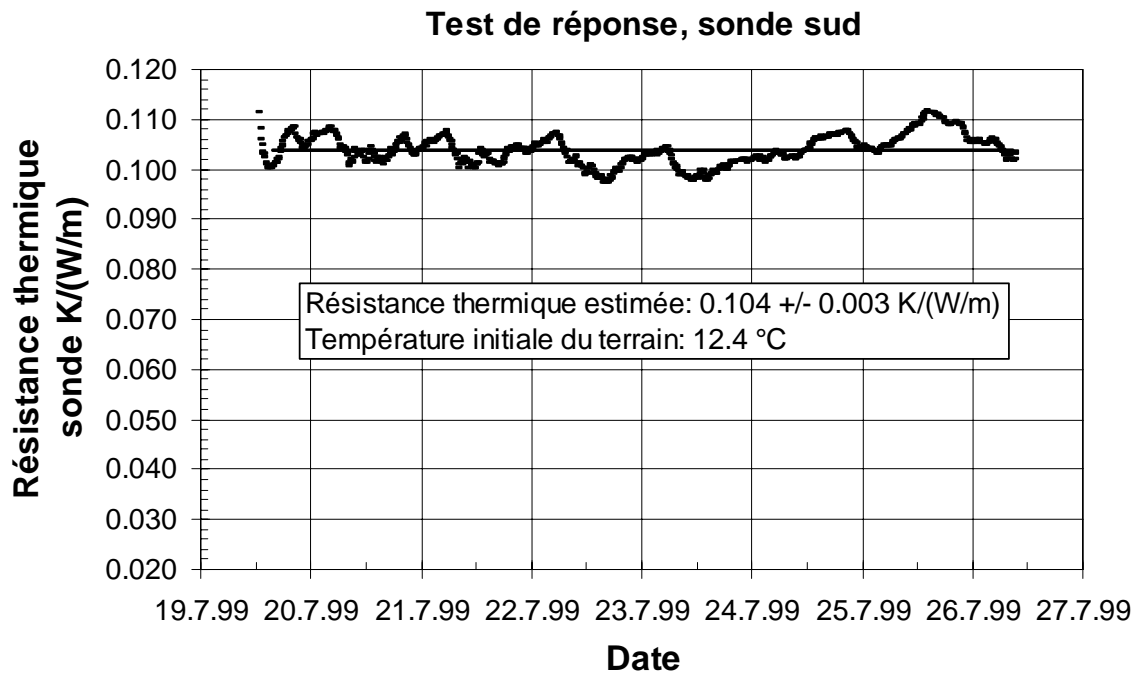


Fig. 3.11 Estimation de la résistance thermique effective de la sonde géothermique sud.

3.7 Valeurs de dimensionnement

Les deux tests de réponse livrent une conductibilité thermique du terrain comprise entre 3.0 et 3.3 W/mK. Ces valeurs ne sont pas supérieures aux valeurs de conductibilité thermique mesurées en laboratoire (Schärli et Rybach, 1999), ce qui laisse penser qu'il n'y a pas d'écoulement significatif de l'eau souterraine à cet endroit. La résistance thermique est, quant à elle, comprise entre 0.09 et 0.10 K/(W/m). Afin de conserver une marge de sécurité pour le dimensionnement du système, les paramètres suivants sont choisis dans les simulations:

Paramètres de calcul

| | |
|--|------------------------------|
| Température initiale moyenne du terrain | 12.3 °C |
| Capacité volumétrique thermique moyenne du terrain | 2.1 MJ/m³K |
| Conductibilité thermique moyenne du terrain | 3.0 W/mK |
| Résistance thermique effective de la sonde | 0.1 K/(W/m) |

3.8 Analyse des différences observées entre les tests de réponse nord et sud

Les résultats obtenus avec les deux tests de réponse sont résumés dans la table 3.2.

| | Sonde nord | Sonde sud |
|--|----------------------|----------------------|
| Durée du test | 5 jours | 6.5 jours |
| Conductibilité thermique du terrain λ | 3.0 W/mK | 3.3 W/mK |
| Résistance thermique effective de la sonde R_b^* | 0.088 K/(W/m) | 0.104 K/(W/m) |

| | |
|---|-------------------------|
| Température initiale du terrain: | 12.4°C |
| Capacité thermique volumétrique du terrain: | 2.1 MJ/m ³ K |
| Puissance thermique injectée pendant le test: | ~ 40W/m |

Table 3.2 Résultats obtenus avec les tests de réponse nord et sud.

La différence entre les résultats des tests de réponse nord et sud est d'environ 10%. On peut se demander si cette différence peut être expliquée par les erreurs commises. Dans la table 3.3, les erreurs induites par chaque quantité mesurée ou paramètre fixé sont énumérées pour la sonde géothermique nord, de même que les élasticités correspondantes. L'élasticité est l'influence relative d'un paramètre sur la grandeur estimée. A titre d'exemple, la puissance thermique a une élasticité de -1.2 sur la résistance thermique effective de la sonde. Cela signifie qu'une erreur de +1% sur la puissance thermique induit une estimation de la résistance thermique qui est 1.2% plus faible.

| Sonde nord ΔP ou $\Delta P/P$ | $\Delta\lambda$ W/mK | ΔR_b^* K/(W/m) |
|--|------------------------------|-------------------------------|
| Puissance thermique: +5% | +0.15 (+1.0) | -0.005 (-1.2) |
| Longueur sonde: +2m ou ~1% | - 0.04 (- 1.0) | +0.001 (+1.3) |
| Diamètre sonde: +1cm ou ~7% | - | +0.003 (+0.6) |
| Capacité thermique volumétrique du terrain +10% | - | +0.002 (+0.3) |
| Température initiale du terrain: +0.1K | - | -0.003 |
| Dérive de mesure de température: +0.1K | +0.10 | -0.002 |
| Total (i.e. pour R_b^* : $\sqrt{\sum \Delta R_b^* ^2}$) | ± 0.18 | ± 0.007 |

Les chiffres indiqués entre parenthèse sont les élasticités, i. e. pour λ : $(\Delta\lambda/\lambda)/(\Delta P/P)$

Table 3.3 Erreurs induites par les quantités mesurées ou les paramètres de la sonde géothermique nord.

L'erreur totale équivaut à environ 5%. Des résultats similaires sont obtenus avec la sonde géothermique sud. Cependant, la différence de 10% observée entre les résultats des sondes nord et sud ne peut pas être expliquée avec ces erreurs, et à plus forte raison par le fait que les erreurs les plus importantes agissent dans le même sens sur les résultats (comme l'erreur sur la puissance thermique ou la dérive de mesure de température). Une dérive de mesure de température de 0.1 K au cours du test est équivalent à une dérive de puissance d'environ 1 W/m. Ceci indique qu'il est important de pouvoir injecter une puissance thermique dans la sonde dont la valeur moyenne à l'échelle du jour est stable. Les valeurs de conductibilité thermique et de résistance thermique effective, estimées pour des durées de test différentes (de 2 à 6 jours), permettent de mettre en évidence cet effet (voir table 3.4).

| Durée du test après satisfaction du critère de temps | | Sonde nord | Sonde sud |
|---|----------------------|----------------------------|----------------------------|
| 2 jours | λ R_b^* | 3.15 W/mK 0.093 K/(W/m) | 3.41 W/mK 0.111 K/(W/m) |
| Puissance d'injection moyenne le 2 ^{ième} jour du test | | 38.6 W/m | 38.1 W/m |
| 3 jours | λ R_b^* | 3.14 W/mK 0.092 K/(W/m) | 3.44 W/mK 0.111 K/(W/m) |
| Puissance d'injection moyenne le 3 ^e jour du test | | 38.7 W/m | 38.1 W/m |
| 4 jours | λ R_b^* | 3.03 W/mK 0.088 K/(W/m) | 3.53 W/mK 0.112 K/(W/m) |
| Puissance d'injection moyenne le 4 ^e jour du test | | 39.6 W/m | 38.2 W/m |
| 5 jours | λ R_b^* | - | 3.47 W/mK 0.110 K/(W/m) |
| Puissance d'injection moyenne le 5 ^e jour du test | | | 38.7 W/m |
| 6 jours | λ R_b^* | - | 3.32 W/mK 0.106 K/(W/m) |
| Puissance d'injection moyenne le 6 ^e jour du test | | | 39.5 W/m |

Le dernier jour du test est un dimanche pour les deux cas. Comme l'activité industrielle est réduite, la valeur de la tension efficace dans le réseau est un peu plus élevée et la puissance électrique consommée par la chaudière plus grande.

Table 3.4 Estimation de la conductibilité thermique du terrain et de la résistance thermique effective des sondes géothermiques nord et sud pour diverses périodes de temps.

Les estimations montrées dans la table 3.4 sont environ 5% plus grande quand le dernier jour du test, un dimanche dans les deux cas, n'est pas pris en compte. La puissance thermique délivrée par la chaudière est un peu plus élevée le dimanche, en raison de la tension du réseau électrique, et donc de la puissance électrique à disposition, qui est plus élevée. Il semble ainsi que la tension électrique dans le réseau soit liée à l'activité industrielle. Toutefois, cet effet va dans le même sens pour les deux tests de réponse et il ne peut pas expliquer la différence de 10% observée entre les résultats des deux tests.

3.9 Informations complémentaires

Il est toujours utile de pouvoir disposer d'informations complémentaires de manière à mieux comprendre les résultats obtenus. Le programme EED (Earth Energy Designer, Hellström et Sanner, 2000), peut être utilisé pour recalculer la résistance thermique effective de la sonde. Les paramètres nécessaires aux calculs sont énumérés dans la table 3.5. Ils sont déterminés en fonction de la géométrie de la sonde et des propriétés thermiques des matériaux.

| Paramètres de calculs pour le programme EED | | | Résistance thermique calculée | |
|---|----------------------------|---------|---------------------------------------|----------------------|
| Ground thermal conductivity | 3.3 | W/mK | Résistance thermique locale | |
| Borehole installation | DOUBLE-U | | | |
| Borehole depth | 160 | m | 0.065 K/(W/m) | |
| Borehole diameter | 0.152 | m | | |
| U-pipe diameter | 0.04 | m | Résistance thermique effective | |
| U-pipe thickness | 0.0037 | m | | |
| U-pipe thermal conductivity | 0.42 | W/mK | | |
| U-pipe shank spacing | 0.087 | m | | |
| Filling thermal conductivity | 1.5 | W/mK | | |
| Contact resistance pipe/filling | 0 | K/(W/m) | | |
| Heat carrier fluid | water at 20°C | | | |
| Flow rate per borehole | 0.000225 m ³ /s | | | |
| | | | | 0.109 K/(W/m) |

Table 3.5 Calcul de la résistance thermique effective de la sonde avec le programme EED.

Une autre source d'information à disposition sont les mesures en laboratoire de la conductibilité thermique du terrain sur des échantillons prélevés dans le forage pilote (voir section 3.1), situés entre les deux sondes géothermiques nord et sud, soit à environ 15 m de chacune d'elle. Les valeurs mesurées sont montrées dans la figure 3.12 en fonction de la profondeur (Schärli et Rybach, 1999). On obtient une moyenne géométrique de **3.6 W/mK** pour la conductibilité thermique moyenne du terrain.

Ces informations corroborent les résultats obtenus avec le test de réponse sud, lorsque l'analyse du test de réponse se limite à la période de temps durant laquelle la puissance d'injection est stable en moyenne journalière (sans le dimanche). Avec le forage nord, l'estimation plus basse de la conductibilité thermique semble être compensée par une résistance thermique de la sonde plus basse. Comme l'estimation de cette dernière implique l'utilisation de l'estimation de la conductibilité thermique du terrain, une résistance thermique plus basse est obtenue si la conductibilité thermique estimée est plus basse que ce qu'elle devrait être. En d'autres termes, si l'estimation de la conductibilité thermique est influencée par des phénomènes extérieurs (dérive de la puissance d'injection dû à la chaudière ou les conditions extérieures), elle a également une influence sur la résistance thermique de la sonde, dans le sens qui tend à compenser l'erreur sur la conductibilité thermique. Une résistance thermique effective de 0.092 K/(W/m) est calculée avec EED si l'entre axe des tubes de la sonde et la conductibilité thermique du matériau de remplissage sont fixés à respectivement

11 cm et 4 W/mK, qui sont des valeurs extrêmes. Cette valeur de résistance thermique est pourtant obtenue avec le test de réponse nord lorsque la puissance d'injection est stable.

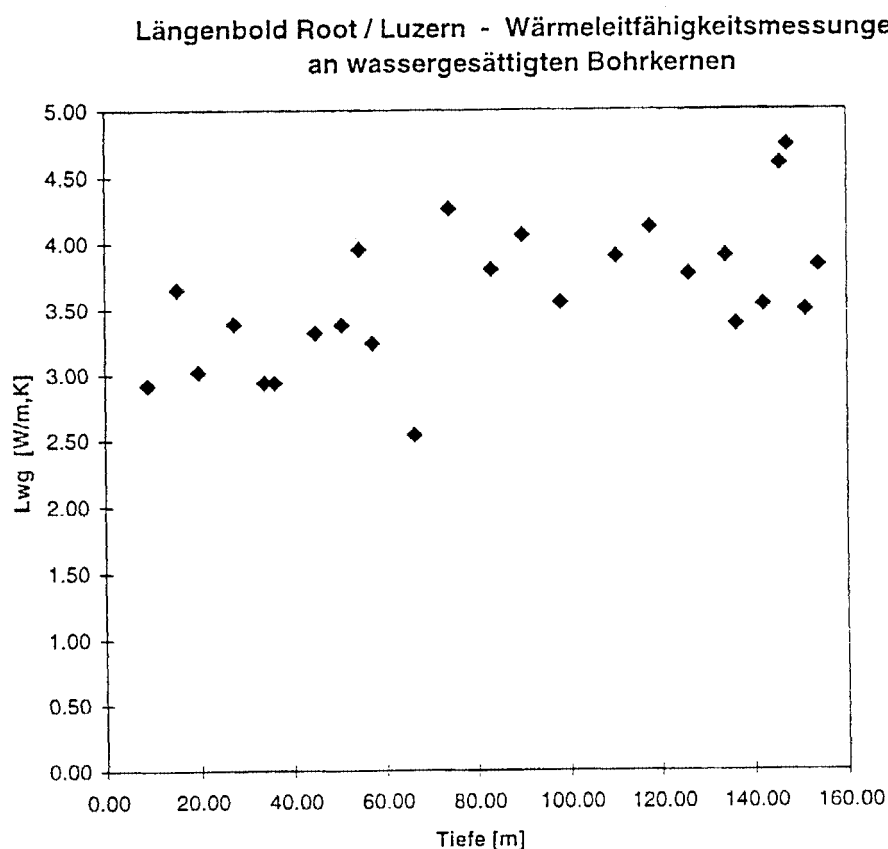


Fig. 3.12 Mesure en laboratoire de la conductibilité thermique du terrain sur des échantillons du forage pilote situé entre les sondes pilotes nord et sud (source : Schärli et Rybach, 1999).

Les différences observées entre les résultats des deux tests est d'environ 10% sur la conductibilité thermique moyenne du terrain et la résistance thermique effective de la sonde, bien que l'espacement entre les deux sondes ne soit que de 30 m. Les erreurs de mesure et les incertitudes sur les paramètres nécessaires aux estimations peuvent expliquer une erreur de l'ordre de 5%. Elles ne peuvent donc pas expliquer à elles seules les 10% d'écart observés, et ceci à plus forte raison que les erreurs les plus importantes vont dans le même sens pour les deux tests. La stabilité de la puissance d'injection est également un critère important et la moyenne journalière de cette dernière doit être aussi constante que possible. L'analyse des tests a montré que la prise en compte du dernier jour, un dimanche, a induit une erreur de 5% sur les résultats. Là aussi, l'erreur va dans le même sens pour les deux tests et ne peut pas expliquer les 10% de différence. Les conditions extérieures, qui influencent les pertes thermiques de l'appareillage en surface, pourraient engendrer une dérive de la puissance effectivement injectée dans la sonde, et donc influencer les résultats du test de réponse. Cependant leur influence ne devrait pas être significative, car les températures moyennes journalières de l'air dans le module de test de réponse et de l'air ambiant sont proches de la température moyenne du fluide (moyenne entrée et sortie de la sonde) circulant dans la sonde.

Une raison possible pour expliquer les différences observées entre les tests de réponse nord et sud est la variation locale de la conductibilité thermique du terrain. Le test de réponse permet de l'estimer en valeur moyenne le long de la sonde, et donc pour une profondeur fixée. Comme les couches de terrain sont inclinées, une variation locale peut être attendue. Dans ce cas, et dans la zone du futur stockage de chaleur, la variation de la conductibilité thermique est de l'ordre de 10%.

Pour terminer, l'appareillage d'un test de réponse doit être conçu pour que l'influence des conditions extérieures soit aussi faible que possible. La stabilité de la puissance d'injection doit pouvoir être surveillée voir contrôlée. Il est également très utile et recommandé de pouvoir disposer d'informations complémentaires pour corroborer les résultats du test de réponse.

4. Dimensionnement des sondes géothermiques du stockage de chaleur

Comme mentionné dans l'introduction, un stockage de chaleur diffusif dans le terrain sera intégré dans le concept énergétique de chauffage et de refroidissement des bâtiments. Son dimensionnement doit être connu très tôt dans le projet puisqu'il sera placé sous un parking dont la construction est prévue dans la première phase du projet.

Le dimensionnement du stockage revient à dimensionner son échangeur de chaleur, qui est formé par un ensemble de sondes géothermiques. Il s'agit de déterminer le nombre de sondes géothermiques ainsi que leur espacement, de manière à pouvoir satisfaire la plus grande fraction possible de la demande d'énergie de chauffage et de refroidissement. Le stockage sera construit en deux étapes. Le dimensionnement proposé dans cette étude ne concerne que la première étape. Les contraintes sont une surface carrée d'environ 50 m de côté pour l'emplacement des sondes, et une profondeur de 160 m pour ces dernières.

L'utilisation du stockage de chaleur sera à "basse température", puisqu'une pompe à chaleur sera utilisée pour extraire l'énergie du stockage. La recharge thermique du stockage devrait être assurée par les besoins de refroidissement des bâtiments, par l'intermédiaire d'une machine frigorifique ou par refroidissement direct sur les sondes², ou encore par de l'énergie solaire. Le stockage est dimensionné en tant que partie intégrante du système. Ceci implique la connaissance de la conception du système mis en oeuvre, de la demande de chaleur et de refroidissement des bâtiments, et des propriétés thermiques des sondes et du terrain. En ce qui concerne la conception du système, trois cas d'intégration du stockage sont étudiés:

- **cas 1, refroidissement direct:** les besoins de refroidissement sont uniquement couverts par refroidissement direct sur les sondes, et seule une partie des besoins de refroidissement peut être satisfaite. Une machine frigorifique non couplée aux sondes géothermiques est nécessaire. La pompe à chaleur est dimensionnée en fonction de l'importance de la recharge thermique du stockage effectuée par le refroidissement direct. Un chauffage d'appoint auxiliaire est nécessaire;
- **cas 2, machine frigorifique:** la totalité des besoins de refroidissement sont injectés dans le stockage de chaleur, soit par refroidissement direct, soit par l'intermédiaire d'une machine frigorifique. La pompe à chaleur, dimensionnée en conséquence, permettra de couvrir une plus grande fraction de la demande de chaleur que dans le cas 1. Un chauffage d'appoint auxiliaire est donc encore nécessaire;
- **cas 3, machine frigorifique et toiture solaire :** la taille de la pompe à chaleur est fixée arbitrairement à 1.5 fois celle du cas 2. Il s'agit de déterminer l'importance de la recharge thermique du terrain, effectuée par les rejets de chaleur de la machine frigorifique et par l'énergie thermique collectée par des absorbeurs solaires. La machine frigorifique couvre la totalité des besoins de refroidissement des bâtiments. Pas de refroidissement direct n'est prévu et un chauffage d'appoint auxiliaire est nécessaire.

² En mode "refroidissement direct", les charges thermiques du bâtiment sont directement dissipées dans le terrain par le biais des sondes géothermiques.

Les trois cas étudiés sont schématisés dans la figure 4.1.

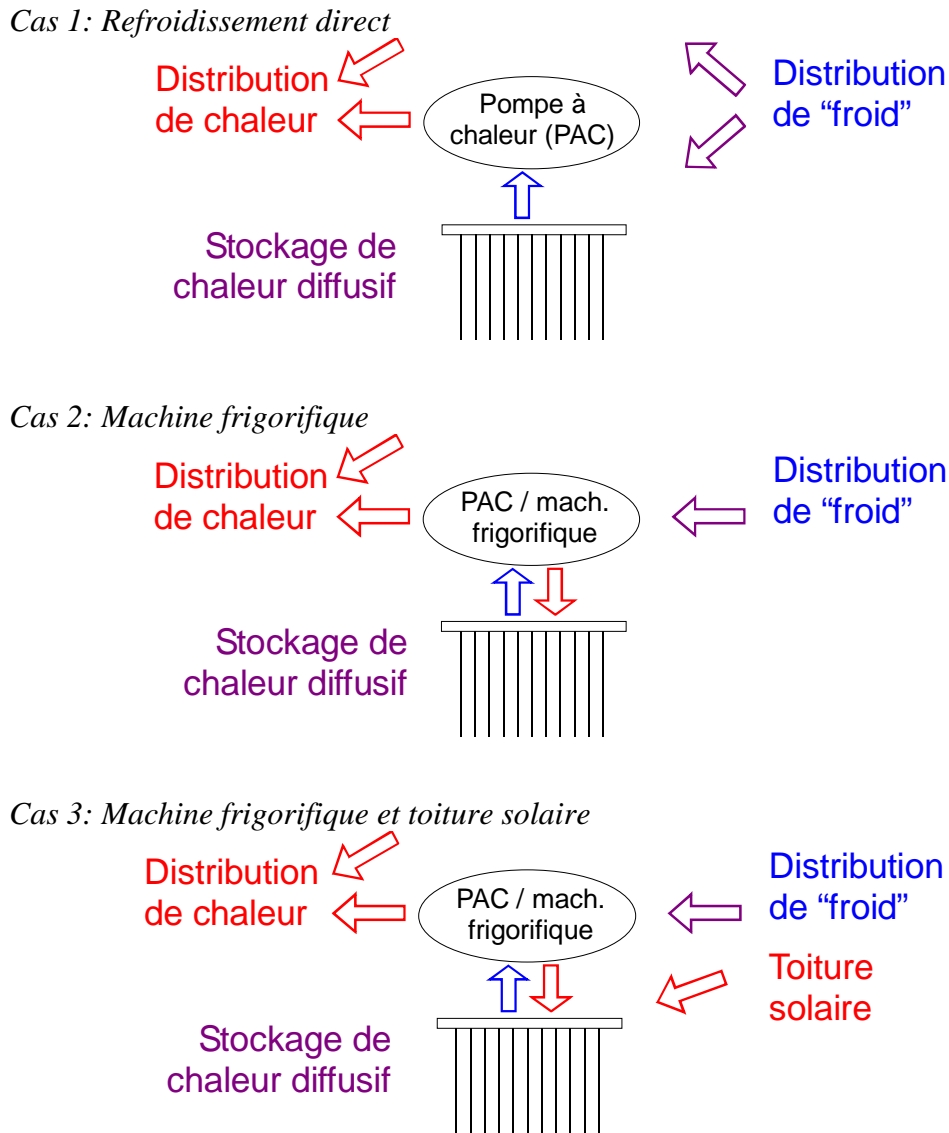


Fig. 4.1 Concepts étudiés pour intégrer le stockage de chaleur diffusif dans le système.

Idéalement le dimensionnement du stock, déterminé par le nombre de sondes et leur espacement optimal, est le même dans les trois cas. Il ne s'agit pas d'effectuer des simulations exactes, mais d'évaluer la sensibilité du nombre de sondes et de leur espacement pour les trois cas. Le programme de simulation PILESIM (Pahud, 1999) est utilisé. Les informations nécessaires au programme sont données ci-dessous.

4.1 Besoins de chauffage et de refroidissement des bâtiments

Les bâtiments seront construits en 5 étapes successives. La première partie du stockage est dimensionnée pour les 4 premières étapes de construction des bâtiments. Les demandes de chauffage et de refroidissement ont été calculées par le bureau PB (Berchtold, 1999) et sont

connues en valeurs mensuelles. Les demandes annuelles de chauffage et de refroidissement des étapes 1 à 4 sont données dans la table 4.1.

| Bâtiment | Surface de référence | Besoins de chauffage | | Besoins de refroidissement | |
|----------------------|-----------------------|----------------------|--------------------------|----------------------------|--------------------------|
| Zentrum Z2 | 9'770 m ² | 260 MWh/an | 96 MJ/m ² an | 209 MWh/an | 77 MJ/m ² an |
| Flanke F1 | 3'660 m ² | 264 MWh/an | 260 MJ/m ² an | - | - |
| Etape 1 | | 524 MWh/an | | 209 MWh/an | |
| Zentrum Z1 | 8'890 m ² | 265 MWh/an | 107 MJ/m ² an | 200 MWh/an | 81 MJ/m ² an |
| Etape 1+2 | | 789 MWh/an | | 409 MWh/an | |
| Zentrum Z3 | 11'290 m ² | 279 MWh/an | 89 MJ/m ² an | 317 MWh/an | 101 MJ/m ² an |
| Etape 1+2+3 | | 1'068 MWh/an | | 726 MWh/an | |
| Flanke F2 | 6'100 m ² | 440 MWh/an | 260 MJ/m ² an | - | - |
| Etape 1+...+4 | | 1'508 MWh/an | | 726 MWh/an | |

Table 4.1 Demandes d'énergie annuelles de chauffage et de refroidissement des bâtiments de la Suva.

Les demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement sont données en valeurs horaires au programme PILESIM. Un modèle simplifié à un noeud dépendant de la température extérieure est utilisé pour établir les demandes d'énergie en valeurs horaires sur la base des valeurs mensuelles. Les demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement sont établies pour les 4 étapes réunies (cf. figure 4.2).

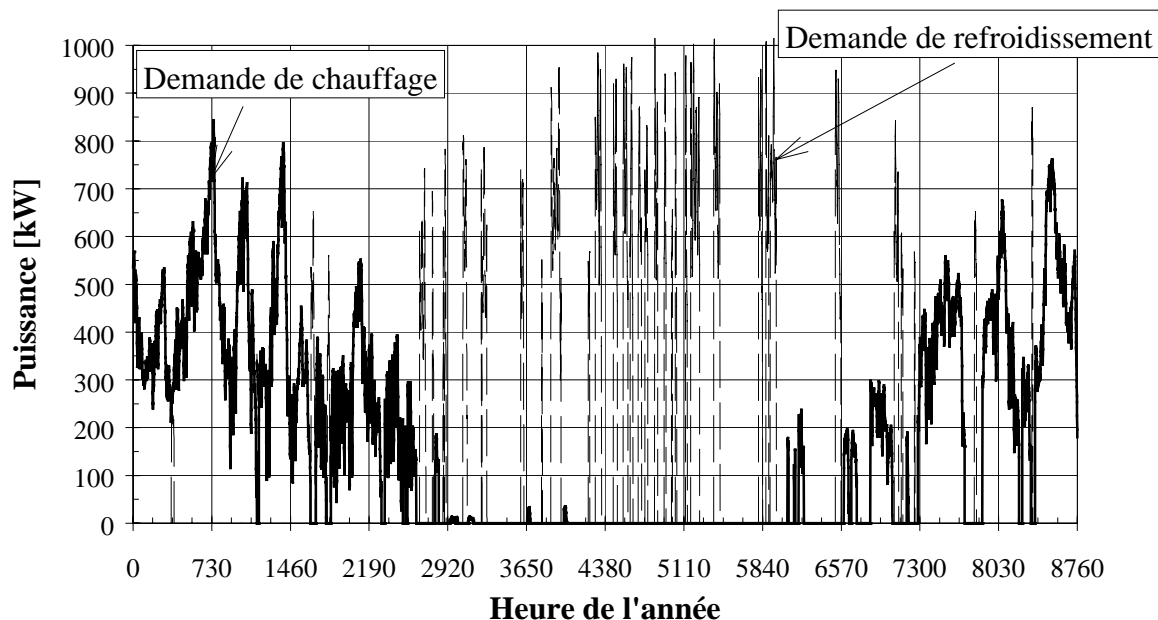


Fig. 4.2 Evolution des demandes de chaleur et de refroidissement globales pour tous les bâtiments de la Suva prévus dans les 4 premières étapes.

Selon le modèle simplifié des puissances de pointes de 850 kW pour le chauffage et de 1'000 kW pour le refroidissement ont été estimées. Ces valeurs sont inférieures à celles qui ont été calculées par le bureau PB (Berchtold 1999), qui sont de respectivement 1'800 et 1'400 kW. Ceci ne devrait pas avoir de conséquence sur le dimensionnement du stockage puisqu'il n'est pas utilisé pour couvrir les pointes de puissance de chauffage, et un stockage de glace sera utilisé pour couvrir les pointes de refroidissement.

4.2 Propriétés thermiques des sondes et du terrain

Deux tests de réponse sur deux sondes géothermiques pilotes forées durant l'été 1999 ont été effectués (voir chapitre 3). L'analyse de ces tests a permis de déterminer la température initiale moyenne du terrain, la résistance thermique effective des sondes ainsi que la conductibilité thermique moyenne du terrain. Pas d'écoulement d'eau souterrain significatif n'a été détecté lors du forage des sondes pilotes. Les paramètres de calcul relatifs aux sondes et au terrain sont énumérés dans la table 4.2.

| Grandeur physique /paramètre de calcul | Valeur de calcul |
|---|-------------------------|
| Diamètre des sondes | 0.15 m |
| Longueur active des sondes | 160 m |
| Résistance thermique des sondes | 0.1 K/(W/m) |
| Température moyenne initiale du terrain | 12.3 °C |
| Conductibilité thermique moyenne de terrain | 3 W/mK |
| Capacité thermique volumique du terrain ³ | 2.1 MJ/m ³ K |
| Écoulement de l'eau souterraine dans le terrain traversé par les sondes ? | non |

Table 4.2 Paramètres de calcul relatifs aux sondes et au terrain.

4.3 Performances thermiques de la pompe à chaleur et de la machine frigorifique

A ce stade du projet, des hypothèses simplificatrices et raisonnables sont utilisées pour la pompe à chaleur (PAC) et la machine frigorifique. Un coefficient de performance constant de 3 est assigné à la PAC, et une efficacité de refroidissement de 2.5 à la machine frigorifique. En d'autres termes, une puissance électrique de 100 kW consommée par la PAC permet de délivrer une puissance de chauffage de 300 kW et d'extraire 200 kW des sondes géothermiques. Une puissance électrique de 100 kW consommée par la machine frigorifique permet de satisfaire 250 kW de puissance de refroidissement, et d'injecter dans les sondes une puissance thermique de 350 kW.

Les tailles de la PAC et de la machine frigorifique sont fixées par leur puissance électrique nominale. Toutefois, la puissance électrique de la machine peut être diminuée pour ajuster, si nécessaire, la puissance thermique délivrée par la PAC à la demande de chaleur du bâtiment. La puissance électrique peut également être diminuée pour satisfaire la contrainte en température sur le fluide circulant dans les sondes. Une **température minimale de 3 °C** est

³ Les derniers résultats indiquent que la capacité thermique volumétrique du terrain est en fait 10% plus grande que la valeur indiquée et admise pour les simulations, qui était issue des premières analyses. Cette variation améliore la capacité du stockage à emmagasiner de l'énergie thermique et ne remet pas en cause les résultats des simulations.

imposée, puisqu'il n'est pas prévu d'ajouter de l'antigel à l'eau qui circulera dans les sondes. Des considérations similaires s'appliquent également à la machine frigorifique, et une **température maximale de 50 °C** est tolérée, afin de ne pas risquer l'endommagement des tubes en polyéthylène utilisés dans les sondes.

4.4 Cas 1: refroidissement direct

Comme une fraction de la demande de refroidissement est couverte, la déshumidification de l'air peut être assurée par les besoins de refroidissement auxiliaires. Ce cas nécessite un système de refroidissement auxiliaire qui sera entièrement découplé du système avec les sondes géothermiques. Dans ce cas, les niveaux de température pour le refroidissement direct peuvent être plus élevés que dans le cas précédent. Conformément à l'information reçue du bureau PB, une température aller de 14 °C dans la distribution de froid est possible, avec un retour à 18°C.

Des simulations préliminaires montrent qu'une PAC de 50 kW électrique est relativement bien appropriée pour extraire du stockage l'énergie amenée par refroidissement direct. L'influence du nombre de sondes (de 36 à 56) et de leur espacement (de 4 à 8 m) sur la quantité d'énergie de chauffage et de refroidissement délivrée par le système est calculée et montrée dans la figure 4.3. Pour tous les cas, l'énergie annuelle injectée dans le stockage est 30 à 40% plus faible que l'énergie extraite, ce qui abaisse la température du stock de quelques degrés au cours des premières années de fonctionnement.

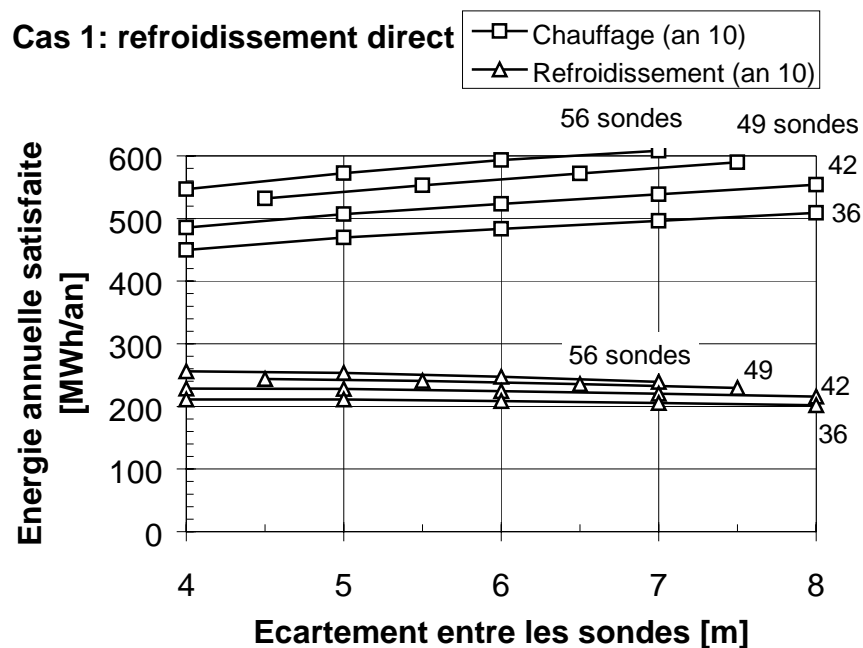


Figure 4.3 Influence du nombre de sondes et de l'espacement sur la quantité d'énergie de chauffage et de refroidissement délivrée par le système couplé au stockage (cas 1: refroidissement direct sur les sondes).

Pour un nombre fixé de sondes, on observe une légère augmentation des énergies de chauffage en fonction d'un espacement entre les sondes plus grand. En revanche, la tendance

est inverse pour les énergies couvertes par refroidissement direct, qui indique que l'espacement optimal ne serait pas plus grand que 4 m. Toutefois la sensibilité de l'énergie couverte par refroidissement direct est très faible, et même un espacement de 6.5 m donne des résultats similaires.

Avec 49 sondes espacées de 6.5 m, la fraction de l'**énergie de refroidissement** couverte par refroidissement direct est de **30 %**. La fraction de l'**énergie de chauffage** couverte par la PAC, dimensionnée pour extraire 100 kW du stockage, est d'environ **40 %**. Après une dizaine d'années de fonctionnement, la température moyenne annuelle du stockage, initialement à 12.3 °C, est descendue à 8.3 °C. Les performances thermiques du stockage sont énumérées dans la table 4.3. La capacité de transfert de chaleur de l'échangeur souterrain est calculée par la relation de Hellström (1991) pour un espacement quadratique (cf. relation 4.1). La capacité de transfert détermine la puissance thermique transférée en régime permanent par degré d'écart entre la température moyenne du fluide caloporteur et la température moyenne du stockage (relation 4.2).

$$R_{sf} = \frac{1}{2 \pi \lambda} \left[\ln \left(\frac{B}{\sqrt{\pi} r_b} \right) - 0.7419 \right] + R_{beff} \quad (\text{K}/(\text{W}/\text{m})) \quad (4.1)$$

$$UA = N H / R_{sf} \quad (\text{W}/\text{K}) \quad (4.2)$$

R_{sf} : résistance thermique en régime permanent (sonde + terrain) (0.27 K/(W/m));

R_{beff} : résistance thermique effective de la sonde (0.10 K/(W/m));

B : espacement entre les sondes (6.5 m);

λ : conductibilité thermique effective du terrain (3 W/mK);

r_b : rayon des sondes géothermiques (0.15/2 m);

H : longueur active d'une sonde (160 m);

N : nombre de sondes (49);

UA : capacité de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur souterrain (~30'000 W/K).

| | | | |
|-------------------------------------|-----------------------------------|------------------------|-----------------------|
| Stockage de chaleur | volume de stockage: | 330'000 m ³ | |
| 49 sondes de 160 m | capacité de transfert de chaleur: | 30 kW/K | |
| espacement de 6.5 m | capacité thermique du stockage: | 200 MWh/K | |
| Bilan stockage | Extraite | Injectée | Ratio injecté/extrait |
| Energie | 380 MWh/an | 230 MWh/an | 0.61 |
| | 48 kWh/m/an | 29 kWh/m/an | |
| Puissance maximum | 100 kW | 360 kW | |
| | 13 W/m | 46 W/m | |
| Demande d'énergie satisfaite | chauffage | refroidissement | |
| | 570 MWh/an (38 %) | 240 MWh/an (32 %) | |

Table 4.3 Performances thermiques du stockage après 10 ans de fonctionnement pour le cas 1: refroidissement direct.

4.5 Cas 2: machine frigorifique

Comme la totalité de la demande de refroidissement doit être couverte, la déshumidification de l'air doit également être assurée. Ceci implique une température de départ dans la distribution de froid de 10 °C, conformément à l'information reçue du bureau PB. Des calculs préliminaires montrent que la part de refroidissement couverte par refroidissement direct sur les sondes représente moins de 1 pour mille. Dans ce cas, le refroidissement direct peut être négligé.

Des simulations préliminaires montrent qu'une PAC de 100 kW électrique est relativement bien appropriée pour une cinquantaine de sondes de 160 m. Cela revient à extraire 200 kW du stockage, soit 25 W par mètre linéaire de sonde. La machine frigorifique est suffisamment puissante pour couvrir les pointes de puissances. Cependant la contrainte en température (50 °C) peut avoir comme effet une réduction temporaire de sa puissance, ce qui ne permettra pas de satisfaire la totalité de la demande d'énergie de refroidissement. L'influence du nombre de sondes (de 36 à 56) et de leur espacement (de 4 à 8 m) sur la quantité d'énergie de chauffage et de refroidissement délivrée est calculée et montrée dans la figure 4.4. Pour tous les cas, l'énergie annuelle injectée dans le stockage est 25 à 35% plus grande que l'énergie extraite, ce qui a pour conséquence une élévation de la température du stock de quelques degrés au cours des premières années de fonctionnement.

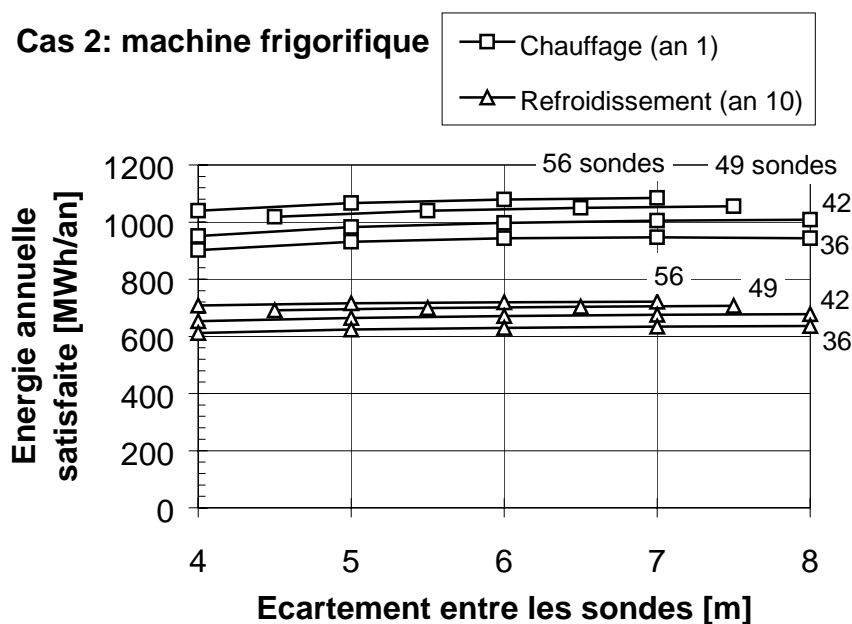


Figure 4.4 Influence du nombre de sondes et de l'espacement sur la quantité d'énergie de chauffage et de refroidissement délivrée par le système couplé au stockage de chaleur dans le terrain (cas 2: refroidissement par machine frigorifique).

Pour un nombre fixé de sondes, une légère augmentation des énergies délivrées est observée en fonction d'un espacement croissant entre les sondes. Seul le cas avec 36 sondes montre un maximum de l'énergie de chauffage pour un espacement de 7 m. Toutefois, avec 36 sondes, la température maximum tolérée dans les sondes (50 °C) limite la couverture de la demande de refroidissement à 88%. D'autre part, la puissance de la PAC devrait également être réduite afin de respecter la température minimale de 3 °C dans les sondes.

Le nombre de sondes ne doit pas être trop petit de manière à pouvoir injecter les rejets thermiques issus de la production de froid. Avec 49 sondes, 98% de la demande de refroidissement est couverte. La puissance de refroidissement doit parfois être réduite à 700 kW afin de ne pas dépasser 50 °C dans les sondes. Compte tenu du stockage de froid pour l'écrêtement des pointes, la puissance de 700 kW semble tout à fait raisonnable. Dans ces conditions, la totalité de la demande de refroidissement peut être couverte par une machine frigorifique couplée sur les sondes.

Avec 49 sondes espacées de 6.5 m, la fraction de l'énergie de refroidissement couverte par les machines frigorifiques est de **100 %**. La fraction de l'énergie de chauffage couverte par la PAC, dimensionnée pour extraire 200 kW du stockage, est d'environ **70 %**. Après une dizaine d'années de fonctionnement, la température moyenne annuelle du stockage, initialement à 12.3 °C, est montée à 16.3 °C. Les performances thermiques du stockage sont énumérées dans la table 4.4.

| | | | |
|-------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|------------------------|
| Stockage de chaleur | volume de stockage: | | 330'000 m ³ |
| 49 sondes de 160 m | capacité de transfert de chaleur: | | 30 kW/K |
| espacement de 6.5 m | capacité thermique du stockage: | | 200 MWh/K |
| Bilan stockage | Extraite | Injectée | Ratio injecté/extrait |
| Energie | 720 MWh/an 92 kWh/m/an | 970 MWh/an 124 kWh/m/an | 1.35 |
| Puissance maximum | 200 kW 26 W/m | 980 kW 125 W/m | |
| Demande d'énergie satisfaite | chauffage 1'100 MWh/an (73 %) | refroidissement 730 MWh/an (100 %) | |

Table 4.4 Performances thermiques du stockage après 10 ans de fonctionnement pour le cas 2: machine frigorifique.

4.6 Cas 3: machine frigorifique et toiture solaire

Comme la pompe à chaleur (PAC) fonctionne également en machine frigorifique en été, une machine de 100 kW électrique permet de satisfaire 250 kW en refroidissement avec une efficacité de 2.5. On aimerait avoir une PAC qui puisse satisfaire la moitié de la puissance de refroidissement en été, soit environ 350 kW. La taille de la PAC doit être augmentée de 50% environ, ce qui revient à extraire 300 plutôt que 200 kW du stockage en hiver. Il s'agit donc d'élever la température moyenne du stockage, afin de ne pas violer la température minimum dans les sondes, fixée à 3 °C. Une recharge complémentaire du stockage est alors nécessaire, qui devra être effectuée par les toitures solaires prévues dans le projet. La recharge thermique du stockage est donc effectuée par les machines frigorifiques et les absorbeurs solaires. L'importance de la recharge thermique est chiffrée relativement à la taille de la pompe à chaleur.

Des simulations préliminaires montrent que la recharge thermique du stockage par les machines frigorifiques doit être augmentée de 25%. L'influence du nombre de sondes (de 36 à

56) et de leur espacement (de 4 à 8 m) sur la quantité d'énergie de chauffage délivrée est calculée et montrée dans la figure 4.5. Pour tous les cas, l'énergie annuelle injectée dans le stockage est environ 40% plus grande que l'énergie extraite, ce qui permet de suffisamment élever la température du stock au cours des premières années de fonctionnement. Les premières années de fonctionnement, la température du stock est trop basse pour utiliser la PAC à sa puissance nominale. Toutefois, la PAC prévue aura 2 allures. La première année, elle pourra toujours fonctionner à mi-régime sans que l'on doive l'arrêter à tout moment pour éviter de risquer le gel du fluide caloporteur dans les sondes (eau).

Cas 3: recharge complémentaire

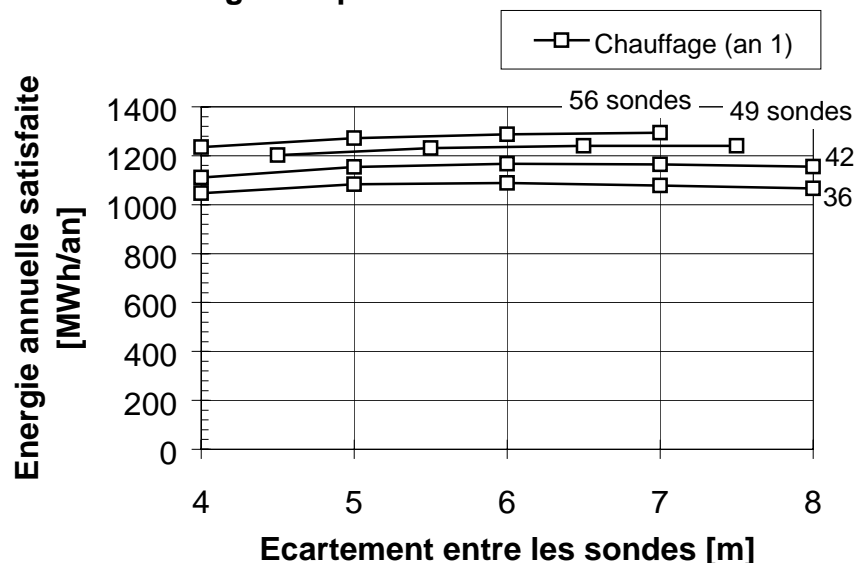


Figure 4.5 Influence du nombre de sondes et de l'espacement sur la quantité d'énergie de chauffage délivrée par le système couplé au stockage de chaleur dans le terrain (cas 3: recharge complémentaire par une toiture solaire).

Pour un nombre fixé de sondes, un espacement optimum est observé entre 5 et 7 m. La sensibilité de l'espacement sur l'énergie annuelle de chauffage fournie est très faible dans le voisinage de l'optimum. Avec 49 sondes espacées de 6.5 m, la fraction de l'énergie de refroidissement couverte par les machines frigorifiques est de **100 %**. La recharge thermique du stockage se monte à 1'270 MWh/an. La recharge complémentaire du stockage doit au minimum assurer 260 MWh/an, ce qui représente, avec 900 m² d'absorbeurs, 290 kWh/m²an. Toutefois l'énergie issue de la demande de refroidissement peut être plus faible que prévue, et la différence devra être compensée par une recharge solaire plus importante. La fraction de l'énergie de chauffage couverte par la PAC, dimensionnée pour extraire 300 kW du stockage, est d'environ **90 %**. Après une dizaine d'années de fonctionnement, la température moyenne annuelle du stockage, initialement à 12.3 °C, est montée à 18.3 °C. Les performances thermiques du stockage sont énumérées dans la table 4.5.

| | | | |
|-------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|-----------------------|
| Stockage de chaleur | volume de stockage: | 330'000 m ³ | |
| 49 sondes de 160 m | capacité de transfert de chaleur: | 30 kW/K | |
| espacement de 6.5 m | capacité thermique du stockage: | 200 MWh/K | |
| Bilan stockage | Extraite | Injectée | Ratio injecté/extrait |
| Energie | 910 MWh/an 116 kWh/m/an | 1'270 MWh/an 162 kWh/m/an | 1.39 |
| Puissance maximum | 300 kW 38 W/m | - - | |
| Demande d'énergie satisfaite | chauffage 1'370 MWh/an (91 %) | refroidissement 730 MWh/an (100 %) | |

Table 4.5 Performances thermiques du stockage après 10 ans de fonctionnement pour le cas 3: recharge complémentaire par toiture solaire.

4.7 Dimensionnement optimal du stockage de chaleur dans le terrain

Le dimensionnement du stockage de chaleur dépend fortement des demandes annuelles de chaleur et de refroidissement, et de leurs évolutions respectives au cours d'une année type. Par exemple avec le cas 2, comme la totalité de la demande de refroidissement doit être couverte par une machine frigorifique couplée sur les sondes, la puissance de pointe à satisfaire a également une grande importance sur le dimensionnement du stockage. Pour ce cas, on admet que la puissance de refroidissement de la machine frigorifique ne dépasse pas 700 kW en pointe, en raison d'un stockage de glace à court terme. En outre, l'efficacité de la machine frigorifique, supposée constante à 2.5, a également son importance. Une efficacité de 2 a pour résultat d'abaisser la puissance frigorifique de pointe à 650 kW.

De manière simplifiée, le stockage optimum est celui qui peut satisfaire la prestation demandée avec la longueur totale des sondes la plus petite. Pour les trois cas, le nombre et l'espacement adéquat des sondes est à peu près le même. L'influence de la profondeur du stockage (120 et 200 m) est estimée avec le troisième cas. Comme attendu, elle est positive sur l'énergie de chauffage et négative sur l'énergie de refroidissement. Cependant, l'influence reste très modeste et ne justifie pas de choisir une autre profondeur pour le stockage. Le dimensionnement du stockage est proposé comme suit:

- **49 sondes géothermiques de 160 m de profondeur (7 x 7 sondes);**
- espacement quadratique de **6.5 m** entre les sondes.

Il est recommandé de placer les sondes de manière à avoir le "forage pilote" à égale distance des 4 sondes les plus proches. Le forage pilote, déjà foré, servira aux mesures de la température du terrain. Les deux sondes pilotes, mises en place avant la réalisation du stock pour effectuer les deux tests de réponse, feront parties des sondes du stockage. Un écart de leur position par rapport à leur emplacement prévu dans le stockage sera inévitable, mais sans grande conséquence sur les performances thermiques du stockage.

En ce qui concerne le débit total dans le stockage, il est estimé pour le troisième cas. La puissance thermique extraite des sondes est d'environ 300 kW. Avec un écart de température

de 3 K, le débit total se monte à environ 86 m³/h. Comme le débit par sonde ne doit pas être inférieur à 1.5 m³/h, il est possible de connecter toutes les sondes en parallèle. Avec un débit plus faible (cas 1 et 2), il serait nécessaire de pouvoir connecter deux sondes en série. Ceci est réalisable en groupant les sondes dans deux zones: une zone centrale et une zone périphérique. Toutefois il est important d'équilibrer le nombre de sondes dans chacune des zones (i.e. une zone avec 25 sondes et une zone avec 24 sondes).

Il n'est pas inutile de rappeler que plus la conception d'un système est simple, plus le contrôle et la surveillance du système sera facilitée, et plus sa fiabilité sera renforcée. En particulier, il n'est pas judicieux de vouloir créer une zone chaude et une zone froide dans le stockage, de manière à utiliser la zone froide pour le refroidissement direct sur les sondes et la zone chaude pour les machines frigorifiques. Il ne faut pas oublier que le stockage de chaleur est avant tout un échangeur de chaleur dont la capacité de transfert est conditionnée par la longueur totale des sondes utilisées (cf. relation 4.2). L'usage de la moitié des sondes à disposition diminue d'un facteur 2 la capacité de transfert. Comme l'écart de température maximum entre le fluide caloporteur et le stockage ne peut pas être augmenté, c'est la puissance de transfert de pointe qui est diminuée par un facteur 2. Il est donc très recommandé d'utiliser la totalité des sondes aussi bien pour l'injection que pour l'extraction de chaleur du stockage.

Comme déjà mentionné précédemment, les performances thermiques du système, et en particulier celles du stockage, sont largement dépendantes de la demande de chauffage et de refroidissement. Les besoins de refroidissement des bâtiments de la Suva sont plus incertains que les besoins de chauffage, puisqu'ils dépendent des activités et des besoins des futurs locataires, qui ne sont à ce jour que partiellement connus. Il est donc préférable de baser le concept du système sur la demande de chauffage. En conséquence, le système proposé dans le cas 1 n'est pas recommandé. Dans les cas 2 et 3, la totalité de la demande de refroidissement est satisfaite par des machines frigorifiques. Elles représentent un moyen de recharger le stockage. Comme la demande de refroidissement annuelle réelle peut sensiblement différer de l'estimation utilisée pour les calculs, les absorbeurs solaires apparaissent comme un facteur de sécurité, dans le sens où ils peuvent compenser une demande de refroidissement plus faible. Toutefois les 900 m² d'absorbeurs solaires ne suffisent pas à assurer la totalité de la recharge thermique du stockage dans les deux cas.

Compte tenu de ce qui précède, le système présenté dans le cas 3 est le plus recommandé. Toutefois, si la demande d'énergie de refroidissement semble être beaucoup plus faible que prévu, la puissance de la PAC peut être revue à la baisse, ou encore la surface des absorbeurs solaires augmentée.

5. Variante de système choisi et construction du stockage

Le système étudié dans le cas numéro 3, machine frigorifique avec toiture solaire, est la variante qui a finalement été choisie pour la réalisation du système. Pour retracer la chronologie du projet, les tests de réponse géothermiques et l'étude sur le dimensionnement du stockage ont été faits en 1999. En 2001, le démarrage officiel de la construction du centre D4 est finalement arrivé, et la construction du stockage diffusif (mise en place des 49 sondes géothermiques de 160 m et des raccordements en surface) s'est déroulé durant l'été 2001. Entre-temps, deux analyses ponctuelles ont été faites pour clarifier l'importance du mode de fonctionnement en refroidissement direct et la question de l'isolation des raccordements en surface des sondes géothermiques.

5.1 Importance du mode de fonctionnement en refroidissement direct

Les calculs présentés dans le chapitre précédent ont montré que la quantité d'énergie de refroidissement couverte par « refroidissement direct » est négligeable relativement à celle qui est couverte par une machine frigorifique. Dans les calculs, une température maximum de 10°C à la sortie des sondes était la condition pour ne pas recourir à la machine frigorifique. La question qui se pose maintenant est de savoir si la part de refroidissement direct est toujours négligeable si l'on tolère une température maximum plus élevée, de 14 °C plutôt que 10 °C à la sortie des sondes.

Le système du cas numéro 2 (machine frigorifique), est plus favorable que le cas numéro 3 (machine frigorifique et toiture solaire), pour le mode de fonctionnement en refroidissement direct. Il est donc choisi pour évaluer l'importance de ce dernier, avec un stockage formé par 49 sondes espacée de 6.5 m. Le mode « refroidissement direct » est choisi en priorité sur la machine frigorifique, si la température du fluide caloporteur à la sortie des sondes ne dépasse pas la valeur maximum tolérée. Trois simulations sont effectuées avec une valeur maximum de respectivement 10 (cas simulé dans le chapitre précédent), 14 et 18°C. Les résultats sont donnés dans la table 5.1. L'énergie de refroidissement est calculée pour les 10 premières années de fonctionnement. Dans le tableau, elle est donnée pour la première année et pour la moyenne des 10 premières années. Le système permet de couvrir la totalité de l'énergie de refroidissement des bâtiments, soit environ 730 MWh/an.

| | Température max. pour refroidissement direct | | |
|---|--|------------|-------------|
| | 10 °C | 14 °C | 18 °C |
| Refroidissement direct 1 ^{ère} année | 1.1 MWh/an | 8.1 MWh/an | 19.4 MWh/an |
| Fraction de l'énergie de refroidissement | 0.2 % | 1.1 % | 2.7 % |
| Refroidissement direct, moyenne 10 ans | 0.6 MWh/an | 2.5 MWh/an | 11.7 MWh/an |
| Fraction de l'énergie de refroidissement | 0.1 % | 0.3 % | 1.6 % |

Table 5.1 Energie frigorifique satisfaite par « refroidissement direct » en fonction du niveau de température maximum toléré à la sortie des sondes.

Les simulations montrent que l'énergie de refroidissement est pratiquement entièrement satisfaite avec les machines frigorifiques. La part couverte par refroidissement direct est marginale, même avec une température de départ favorable. En conséquence, **il n'est pas recommandé de prévoir le mode « refroidissement direct » dans le schéma de principe du système**, pour le cas où les rejets de chaleur des machines frigorifiques sont injectés dans le stockage.

5.2 *Isolation des tubes horizontaux du stockage*

Les tubes horizontaux qui permettent de raccorder les sondes géothermiques aux collecteurs principaux sont placés sous le parking et sont en contact direct avec de l'eau souterraine en mouvement, dont la température est d'environ 11°C. Dans le troisième cas traité dans le chapitre précédent (machine frigorifique et toiture solaire), la recharge thermique du terrain est importante pour le fonctionnement de la pompe à chaleur en hiver. Elle est effectuée par la machine frigorifique et les absorbeurs de la toiture solaire. Elle doit permettre une élévation de la température moyenne du stockage au cours des années. Si les tubes horizontaux ne sont pas isolés, la recharge du stockage ne sera pas aussi bonne, ce qui peut diminuer la quantité d'énergie thermique extraite par la pompe à chaleur en hiver. La question qui se pose est de savoir s'il est nécessaire d'isoler les tubes horizontaux du stockage.

Les calculs sont donc effectués pour le cas avec toiture solaire, et un stockage formé par 49 sondes espacées de 6.5 m. Avec les simulations du système effectuées dans le chapitre précédent, la température de l'air au-dessus du stockage a été prise égale à celle de l'air extérieur ; (les moyennes mensuelles varient entre 0 et 19 °C). Il s'ensuit une température de la couche de terrain superficielle qui contient les tubes horizontaux qui varie entre 4 et 17 °C la première année et entre 5 et 18 °C la dixième année. D'autre part, la longueur des tubes horizontaux a été fixée à une valeur arbitraire et minimale de 240 m ; (égale à 8 fois la distance qui relie 7 forages espacés de 5 m). Dans ces conditions, les transferts de chaleurs engendrés par les tubes horizontaux sont restés faibles relativement à ceux des sondes, ce qui correspond plus ou moins à la situation où les tubes sont isolés.

Avec de l'eau souterraine en mouvement dans cette couche, la température du terrain devrait être beaucoup plus stable et ne devrait pas augmenter avec le temps. Grâce à l'outil de calcul utilisé (PILESIM), il est possible d'ajuster certains paramètres pour que la température de la couche soit stable et quasi constante, de manière à correspondre à 11 °C, qui est la température de l'eau souterraine telle que mesurée en été. Par ailleurs, la longueur totale des tubes horizontaux est d'environ 5'300 m (4 tubes par sonde jusqu'au collecteur central (2 allers et 2 retours)). En spécifiant cette longueur dans PILESIM, on suppose dans les calculs que tous les tubes sont uniformément répartis et espacés dans la zone occupée par les sondes, ce qui est favorable aux transferts thermiques des tubes. Une situation extrême est simulée en spécifiant ces paramètres (5'300m de tubes horizontaux et une température de l'eau souterraine d'environ 11 °C). Comme première remarque, il est à signaler que cette situation correspondrait à un mouvement de l'eau souterraine extrêmement élevé, supérieur à 100 m/jour en moyenne, et que sa température serait également très stable au cours de l'année (11 °C en hiver également). Dans ces conditions, la pompe à chaleur pourrait encore fonctionner à plein régime ; l'essentiel de la chaleur serait extrait de l'eau souterraine sans que la température dans les tubes ne descende sous la limite des 3°C, fixée comme critère pour réduire l'allure de la pompe à chaleur et donc d'éviter le gel de l'eau dans les tubes.

Toutefois, il est possible que la température de l'eau souterraine soit plus basse en hiver. En partant de l'hypothèse que la température moyenne annuelle du terrain vers la surface est à peu près égale à celle de l'air, soit environ 10 °C, on pourrait supposer que, par symétrie, la température de l'eau souterraine est de 9 °C en hiver. Si l'on fixe arbitrairement la température de l'eau souterraine à une valeur constante de 9 °C, les calculs montrent que lors de la 10^e année de fonctionnement, la puissance de la pompe à chaleur doit parfois encore être réduite jusqu'à 15 % de sa puissance nominale ; (la puissance délivrée au condenseur doit être abaissée de 450 à 380 kW). Toutefois, l'énergie annuelle délivrée par la pompe à chaleur n'est que peu diminuée (1'330 MWh/an plutôt que 1'350 MWh/an, soit -1.5%).

Ces calculs montrent que l'influence de l'eau souterraine sur l'énergie annuelle délivrée par la pompe à chaleur semble être modeste. En revanche, il est plus important sur le facteur sécurité du système, puisque la puissance de la pompe à chaleur doit toujours pouvoir être contrôlée pour ne pas risquer le gel de l'eau dans les tubes du stockage. (Mais de toute manière, même dans le cas avec les tubes horizontaux isolés, le contrôle de la puissance de la pompe à chaleur doit être effectué les premières années de fonctionnement, lorsque la température du stockage n'est pas assez haute).

L'influence de l'eau souterraine sur les performances thermiques du système est difficile à estimer, d'autant plus que des calculs précis demandent des d'informations plus détaillées sur les caractéristiques de l'eau souterraine (épaisseur de la couche de terrain soumis au mouvement de l'eau souterraine, vitesse de Darcy, évolution de la température au cours de l'année, etc.). Toutefois, l'effet indésirable de l'eau souterraine ne peut pas être plus grand que les performances du système dans sa première année de fonctionnement, lorsque la température moyenne du stockage n'est pas encore montée. Dans la table 5.2, l'énergie annuelle de chauffage délivrée par le système est donnée pour les 10 premières années de fonctionnement pour le cas simulé dans le chapitre précédent (sans mouvement de l'eau souterraine).

| Energie de chauffage délivrée par le système | Cas simulé sans eau souterraine | | Température moyenne annuelle du stockage |
|--|---------------------------------|---------|--|
| 1 ^{ère} année | 1'241 MWh | 91.9 % | 12.9 °C |
| 2 ^{ème} année | 1'311 MWh | 97.1 % | 14.3 °C |
| 3 ^{ème} année | 1'348 MWh | 99.9 % | 15.2 °C |
| 4 ^{ème} année | 1'366 MWh | 101.2 % | 15.9 °C |
| 5 ^{ème} année | 1'372 MWh | 101.6 % | 16.5 °C |
| 6 ^{ème} année | 1'373 MWh | 101.7 % | 16.9 °C |
| 7 ^{ème} année | 1'373 MWh | 101.7 % | 17.3 °C |
| 8 ^{ème} année | 1'373 MWh | 101.7 % | 17.7 °C |
| 9 ^{ème} année | 1'373 MWh | 101.7 % | 18.0 °C |
| 10 ^{ème} année | 1'373 MWh | 101.7 % | 18.3 °C |
| Moyenne 10 ans | 1'350 MWh | 100.0 % | 16.3 °C |

Table 5.2 Evolution de l'énergie de chauffage annuelle simulée pour le cas sans eau souterraine.

Pour résumé, l'effet indésirable de l'eau souterraine est de limiter la recharge du stockage en été. Toutefois, si la température de l'eau souterraine est également de 11 °C en hiver, elle crée un effet favorable qui annulera l'effet indésirable de l'été. Même si la température de l'eau souterraine est plus basse (9°C), l'effet sur l'énergie de chauffage annuellement délivrée par la pompe à chaleur sera modeste (-1.5%). En revanche, pour ce cas particulier, la puissance de la pompe à chaleur devra, à certains moments dans l'année, être réduite jusqu'à 15 %.

Pour conclure, l'eau souterraine est une source d'incertitude quant à la quantité d'énergie qui sera transférée par les tubes horizontaux. Limiter cet effet par une isolation individuelle de tous les tubes semble coûteux en regard de l'énergie de chauffage gagnée par cette mesure, d'autant plus que l'effet de l'eau souterraine est toujours positif pour la production de froid avec les machines frigorifiques. **Plutôt que d'isoler individuellement les tubes, il semble plus judicieux de prendre les mesures suivantes lorsque les tubes seront mis en place :**

- Regrouper ensemble, dans la mesure du possible, les tubes « aller » des sondes. Une possibilité serait de les mettre dans une tranchée qui serait ensuite remplie par un matériau peu perméable à l'eau, peu conducteur à la chaleur et pas cher.
- Idem pour les tubes « retour ».
- Garder un espace suffisant entre les tubes « aller » et les tubes « retour », afin d'éviter que le fluide dans les tubes retour ne soit refroidi par celui des tubes aller ou vice versa.
- Veiller à ne pas croiser les tubes « aller » avec les tubes « retour ».
- Limiter autant que possible la longueur des tubes.

5.3 Construction du stockage

La dalle du garage qui recouvrera les sondes du stockage contiendra des renforcements (épaisseur de dalle plus importante) pour reprendre les charges du garage (piliers). Pour des raisons d'accessibilité aux sondes, il s'agit de placer ces dernières à côté de ces renforcements. D'autre part, le positionnement des sondes doit tenir compte des deux sondes pilotes qui feront partie intégrante du stockage. Finalement, le forage pilote, qui sera utilisé pour mesurer la température du terrain, devrait se trouver au centre des quatre sondes voisines. Ces contraintes impliquent que l'espacement entre les sondes ne peut pas être maintenu constant. La figure 5.1 est une image réduite d'un plan exécuté par le bureau PB (P. Berchtold, 2001). Il permet de visualiser le positionnement des sondes (points à l'intersection du maillage) et les renforcements de la dalle (marqués par les carrés).

Dans le chapitre précédent, l'espacement optimum entre les sondes est trouvé à 6.5 m. Toutefois, la sensibilité des performances du système à l'espacement est faible. La figure 4.5 permet de montrer que si ce dernier varie entre 5 et 8 m, les performances du système ne sont pas sensiblement modifiées. Avec la solution retenue pour l'emplacement des sondes, le maillage de ces dernières varie entre 6 et 8.8 m dans la direction x (axe horizontal de la figure 5.1), et il a pu être maintenu constant à 6.5 m dans la direction y (axe vertical de la figure 5.1). La section du stockage résultante est plus grande que prévue par les calculs, et correspond à un espacement moyen d'environ 7 m. La distance la plus courte entre les sondes à forer et les deux sondes pilotes des tests de réponse sont de respectivement 3.9 et 5.5 m. En ce qui concerne les deux forages pour les mesures de température du terrain (dont un est le forage pilote), la distance la plus courte avec les sondes à forer est de respectivement 4.2 et 4.6 m.

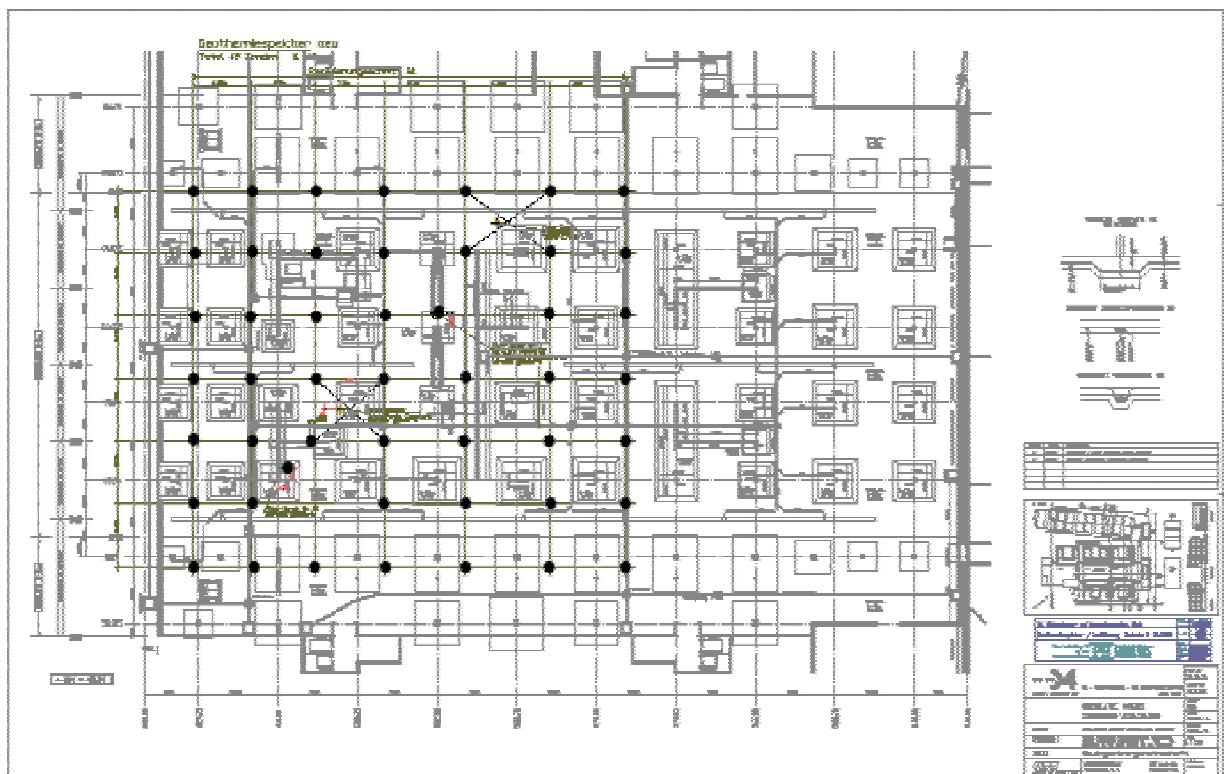


Figure 5.1 Positionnement des sondes (points noirs) et renforcements de la dalle (marqués par les carrés) (source Berchtold P., 2001).

La perforation des sondes a réservé quelques surprises qui sont illustrées par la figure 5.2.

Sondenfeld D4, Root



"Blow out" aus der Pilotbohrung im Verlaufe des Spülers einer benachbarten Sonde. Deutlich sichtbar ist der zunehmende Druckaufbau (v.l. nach r.) im kommunizierenden Kluftsystem. Vorne rechts sind aufsteigende Blasen in einer weiteren kommunizierenden Sonde sichtbar. Foto Mengis+Lorenz AG 18.

Figure 5.2 Jet d'eau sortant du forage pilote en raison du percement d'une sonde voisine. Le rocher, fracturé à une profondeur d'environ 70 m, établit une communication directe entre les deux forages. La pression de l'air utilisée pour forer met en pression le système de communication et chasse l'eau hors du forage pilote. Ce phénomène est illustré par les photographies successives (de gauche à droite). L'eau sortant d'une autre sonde (à droite dans le premier plan des photos), indique que cette dernière se trouve également dans le système de communication (source Keller B., 2001).

Le percement des sondes dans le voisinage du forage pilote a créé un jet d'eau sortant de ce dernier. Le rocher, fracturé à une profondeur d'environ 70 m, établit une communication hydraulique entre forages voisins. Lorsque la perforation d'une sonde arrive dans la zone fracturée, la pression de l'air utilisée par la machine de forage met en pression le système de communication. L'eau est chassée et un véritable jet d'eau se développe à la sortie du forage pilote. Le phénomène s'arrête une fois que le percement du forage en cours a dépassé la zone fracturée.

La figure 5.3 permet de montrer une vue aérienne du stockage avec les raccords hydrauliques des sondes aux collecteurs centraux. Les tubes « aller » et « retour » sont regroupés en « faisceaux ». Ces derniers sont enveloppés dans une feuille de plastique pour éviter que l'eau souterraine susceptible de circuler en surface ne traverse les faisceaux de tubes.



Figure 5.3 Vue aérienne du stockage avec les raccordements hydrauliques des sondes aux collecteurs centraux (source Keller B., 2001).

6. Performances thermiques du système sélectionné

Le système étudié dans le cas numéro 3 (machine frigorifique avec toiture solaire), est la variante qui sera réalisée. Depuis que les calculs ont été faits, certaines données ont été modifiées ou sont mieux connues. Il s'agit en particulier de la réalisation des sondes du stockage, de leur position, ou encore de la surface de toiture solaire réalisée. Dans ce chapitre, les performances thermiques du système sont recalculées avec les dernières informations à disposition et la sensibilité à l'importance de la recharge thermique est évaluée.

6.1 Résistance thermique des sondes

Les sondes du stockage n'ont pas été réalisées comme les deux sondes pilotes. Les tubes sont de diamètre plus faible, un matériau de remplissage que l'on peut pomper a été utilisé au lieu du sable de quartz et le diamètre du forage était légèrement plus petit. La réalisation des sondes a été facilitée (pompage du matériau de remplissage avec un tube central plutôt que l'usage d'écarteurs pour laisser tomber le sable entre les tubes). Pour ne pas perdre l'avantage d'un matériau de remplissage aussi conducteur que le sable de quartz saturé en eau, du TermoCem[®] (Azbut, 2001) a été utilisé. Contrairement au sable de quartz, ce dernier a l'avantage d'avoir une perméabilité très faible et d'empêcher une éventuelle circulation verticale de l'eau souterraine dans le forage. Il s'agit toutefois de pouvoir évaluer l'influence de ce choix sur la résistance thermique effective des sondes. Dans la table 6.1, les caractéristiques géométriques et physiques des sondes pilotes, utilisées pour le calcul de la résistance thermique, sont comparées à celles que l'on peut attendre des sondes du stockage finalement réalisées.

| | Sonde pilote | Sonde réalisée |
|--|---------------------|------------------------|
| Profondeur | 160 m | 160 m |
| Diamètre sonde (forage) | 152 mm | 114 mm |
| Tube | polyéthylène | polyéthylène |
| Conductibilité thermique tube | 0.42 W/(mK) | 0.42 W/(mK) |
| Diamètre extérieure tube | 40 mm | 32 mm |
| Epaisseur tube | 3.7 mm | 2.9 mm |
| Espacement (centre tube à centre tube) | 87 mm (distanceurs) | 64 mm (tube injection) |
| Matériau de remplissage | sable de quartz | TermoCem |
| Conductibilité thermique matériau de remplis. | 1.5 W/(mK) | 2.0 W/(mK) |
| Fluide caloporteur | eau | eau |
| Résistance thermique R_b calculée avec EED ¹⁾ | 0.064 K/(W/m) | 0.055 K/(W/m) |
| Résistance thermique R_a calculée avec EED | 0.217 K/(W/m) | 0.187 K/(W/m) |

¹⁾ EED Earth Energy Designer (Hellström et Sanner, 2000)

Table 6.1 Comparaison des caractéristiques des sondes pilotes aux sondes finalement réalisées du stockage.

Les sondes réalisées apparaissent plus performantes que les sondes pilotes (R_b plus bas). En fait les résistances thermiques ainsi calculées ne sont pas directement comparables, car

elles se réfèrent à des diamètres de sonde différents. Comme les sondes du stockage ont un diamètre plus faible que les deux sondes pilotes, la résistance du petit anneau de terrain pour arriver au diamètre des sondes pilotes doit être ajoutée à leur propre résistance thermique. La figure 6.1 permet de comparer les résistances thermiques effectives en adoptant une conductibilité thermique du terrain de 3.3 W/(mK). Ces valeurs ont été calculées avec le programme BOR (Pahud, 1996) et dépendent des conditions d'écoulement, et en particulier du débit traversant les tubes de la sonde.

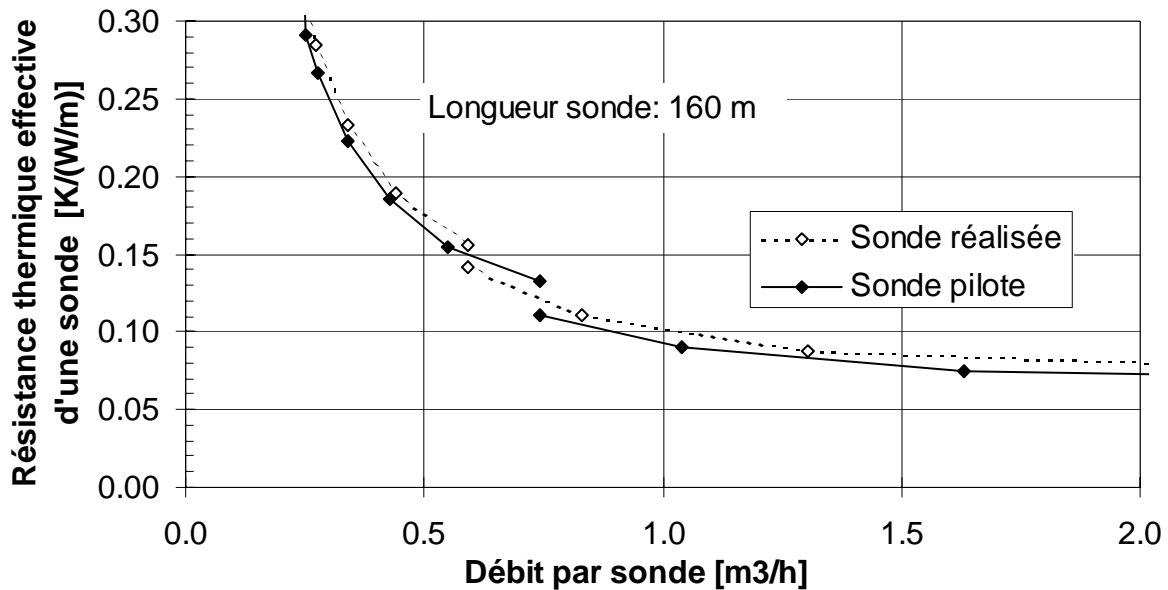


Fig. 6.1 Comparaison des résistances thermiques effectives des sondes pilotes aux sondes réalisées du stock. Les calculs ont été fait avec le programme BOR (Pahud, 1996) et en prenant les caractéristiques de l'eau à 5°C.

Les sondes du stock sont légèrement moins bonnes que les sondes pilotes. La discontinuité observée dans les courbes de la figure 6.1 est la transition du régime d'écoulement laminaire au régime non laminaire. La figure 6.1 permet surtout de montrer l'importance du débit pour des sondes double-U de 160 m de profondeur qui, comme déjà indiqué dans la section 4.7, devrait être de l'ordre de 1.5 m³/h par sonde. A titre de rappel, les calculs présentés dans le chapitre 4 ont été faits avec une résistance thermique effective des sondes de 0.1 K/(W/m), ce qui confère une certaine marge de sécurité aux résultats obtenus.

6.2 Positionnement des sondes

Le positionnement des sondes a été décrit dans la section 5.3 et n'est pas strictement régulier en raison des contraintes imposées par les renforcements de la dalle du parking recouvrant le stockage et de l'utilisation des deux sondes pilotes, forcées bien avant l'établissement des plans. D'autre part, l'inclinaison des couches géologiques a créé des déviations lors du forage des sondes, comme l'illustre la figure 6.2.

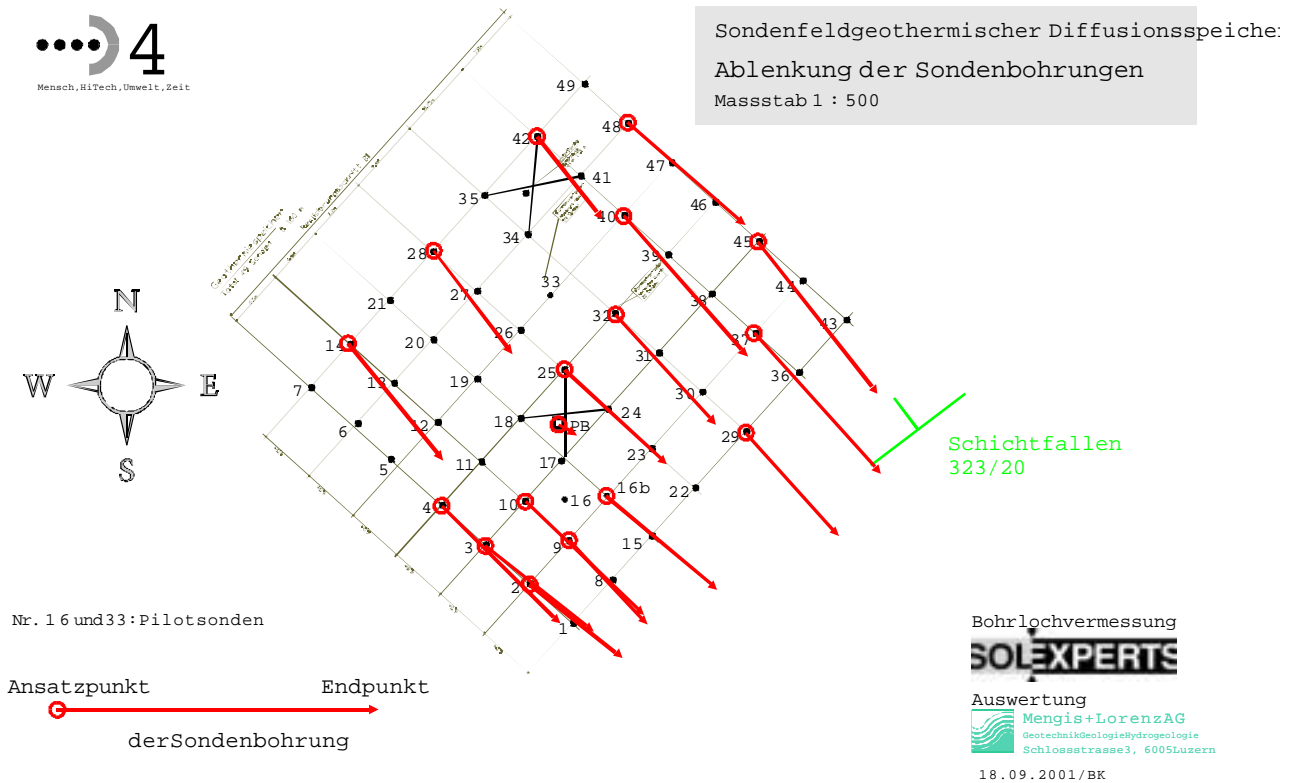


Fig. 6.2 Les flèches montrent les déviations horizontales mesurées des sondes entre leur emplacement en surface et leur extrémité à 160 m de profondeur. Les déviations s’observent toutes dans la même direction et varient entre 11 et 19 m (source : B. Keller, 2001).

Les déviations de 16 sondes ont été mesurées. Elles s’observent toutes dans la même direction et varient de 11 à 19 m (B. Keller, 2001). Les sondes 10 et 9, distantes de 6.5 m en surface, ont des déviations de respectivement 19 et 12 m, ce qui rapproche leur extrémité à environ un mètre. Aucun signe d’entrecouplement des sondes n’a été observé.

La question qui se pose est de savoir quelle sera l’influence de ces déviations sur les performances thermiques du stockage. La première observation est que la section du stockage, définie par la surface de terrain occupée par les sondes, ne varie pas de manière sensible avec la profondeur. En effet, les déviations s’observent toutes dans la même direction et, pour les sondes périphériques mesurées, avec un déplacement qui est à peu près le même. La section du stockage, estimée aux extrémités des sondes, n’est donc pas sensiblement différente de celle en surface. A l’intérieur du stockage, les déplacements plus ou moins importants de sondes voisines peuvent faire apparaître des zones « mortes », qui sont mobilisées du point de vue thermique avec un plus grand retard. Il en résulte un volume effectif de stockage plus faible. Toutefois, ces zones peuvent être observées là où la différence de déviation entre sondes voisines est importante, comme pour les sondes 9 et 10. Une estimation du volume « perdu » par ces deux sondes est largement compensé par l’augmentation du volume engendré par les espacements plus grands que prévus des sondes (voir section 5.3).

Les déviations des sondes peuvent également avoir une influence sur les puissances d'injection et d'extraction de chaleur à court terme. Toutefois l'espacement des sondes reste suffisant pour que ces dernières ne soient pas influencées. Elles sont avant tout conditionnées par la résistance thermique des sondes elles-mêmes, qui, grâce à l'utilisation de TermoCem[®] pour le matériaux de remplissage, ont des performances thermiques comparables aux sondes pilotes.

En résumé, les déviations mesurées des sondes du stockage ne modifient pas de manière sensible les performances thermiques attendues du stockage, aussi bien pour la capacité de stockage que pour les puissances de transfert thermique à court terme. Un calcul avec le positionnement et l'inclinaison exacte des sondes est possible, mais seules les déviations de 16 sondes sur les 49 sont connues. D'autre part, un calcul de ce genre demanderait des ressources qui dépassent le cadre de ce projet. Les appréciations données dans cette section nous semblent suffisamment raisonnables.

6.3 *Caractéristiques thermiques du stockage*

Les paramètres géométriques et thermiques du stockage permettent de calculer deux de ses trois propriétés fondamentales, à savoir la capacité de transfert thermique et la capacité thermique de stockage. La capacité de transfert thermique conditionne la baisse de température liée à un transfert de chaleur tandis que la capacité thermique de stockage détermine le changement de température du stockage lié à un transfert d'énergie. La troisième propriété concerne les pertes du stockage, dont l'importance dans cette application est moindre, étant donné que les niveaux de température du stockage sont proches de la température naturelle du terrain (stockage à basse température). Il va de soit que les paramètres géométriques et thermiques du stockage sont directement utilisés par l'outil de calcul PILESIM et les trois propriétés fondamentales du stockage sont prises en considération et calculées par le modèle de calcul. Toutefois il est intéressant de pouvoir les recalculer afin de pouvoir établir rapidement des estimations.

Les dernières valeurs des paramètres du stockage sont énumérés dans la table 6.2, et sont comparées avec les valeurs utilisées pour les calculs effectués dans le chapitre 4. Bien que l'espacement moyen des sondes est un peu plus grand que prévu, le volume de stockage n'est pas augmenté (voir section 6.2). La conductibilité thermique du terrain est la moyenne des estimations obtenues avec les tests de réponse nord et sud, évaluées sans le dernier jour du test (voir section 3.8 et table 3.4). La valeur corrigée de la capacité thermique volumétrique du terrain est utilisée (voir dernier paragraphe de la section 3.5). La résistance thermique effective des sondes est calculée pour un débit par sonde de 1.5 m³/h (voir section 6.1). Finalement, les calculs sont effectués avec une température initiale du terrain caractérisé par un gradient géothermique mesuré de 23K/km (Keller et al., 2001). La température moyenne annuelle du terrain en surface est ajustée de manière à ce que la température moyenne initiale du terrain sur les 160 premiers mètres soit égale à la température initiale constante utilisée dans les premier calculs. (Cependant, les calculs effectués avec l'une ou l'autre des températures initiales ne montrent pas de différence sensible dans les résultats).

| Paramètre | Dernières valeurs utilisées pour les calculs de 2001 | Anciennes valeurs pour les premiers calculs de 1999 |
|---|---|---|
| Nombre de sondes géothermiques | 49 - | 49 - |
| Diamètre des sondes | 0.114 m | 0.152 m |
| Résistance thermique effective sonde | 0.07 K/(W/m) à 1.5 m ³ /h | 0.10 K/(W/m) |
| Longueur des sondes | 160 m | 160 m |
| Espacement entre sondes | 6.5 m | 6.5 m |
| Volume du stockage diffusif | 330'000 m ³ | 330'000 m ³ |
| Conductibilité thermique moyenne du terrain | 3.3 W/(mK) | 3.0 W/(mK) |
| Capacité thermique volumétrique du terrain | 2.3 MJ/(m ³ K) | 2.1 MJ/(m ³ K) |
| Température initiale du terrain | 10.4 °C en surface gradient de 23.3 K/km 14.2 °C à 160m | 12.3 °C (valeur constante) |
| Capacité de transfert thermique (voir relations 4.1 et 4.2 de la section 4.4) | 33 kW/K | 29 kW/K |
| Capacité thermique de stockage (volume x cap. therm. volumétrique) | 210 MWh/K | 190 MWh/K |

Table 6.2 Caractéristiques et propriétés thermiques du stockage. Comparaison avec les valeurs utilisées pour les premiers calculs.

Les dernières valeurs des paramètres du stockage sont meilleures que les premières. Ceci vient principalement de la résistance thermique effective des sondes et de la conductibilité thermique du terrain, dont les premières valeurs adoptées étaient relativement pessimistes de manière à conserver une marge de sécurité dans le dimensionnement. A relever toutefois que les performances thermiques des sondes géothermiques ont pu être maintenue au niveau des sondes pilotes, grâce à l'usage de TermoCem[®] pour le matériau de remplissage.

6.4 Performances thermiques du système

Le concept du système a été développé par le bureau PB Energie und Haustechnik de Sarnen, dont le schéma de principe est montré dans la figure 6.3 (P. Berchtold, 2001). Les puissances de pointes seront réduites par l'usage de stockages d'eau chaude pour la demande de chauffage et de stockages de glace pour la demande de refroidissement.

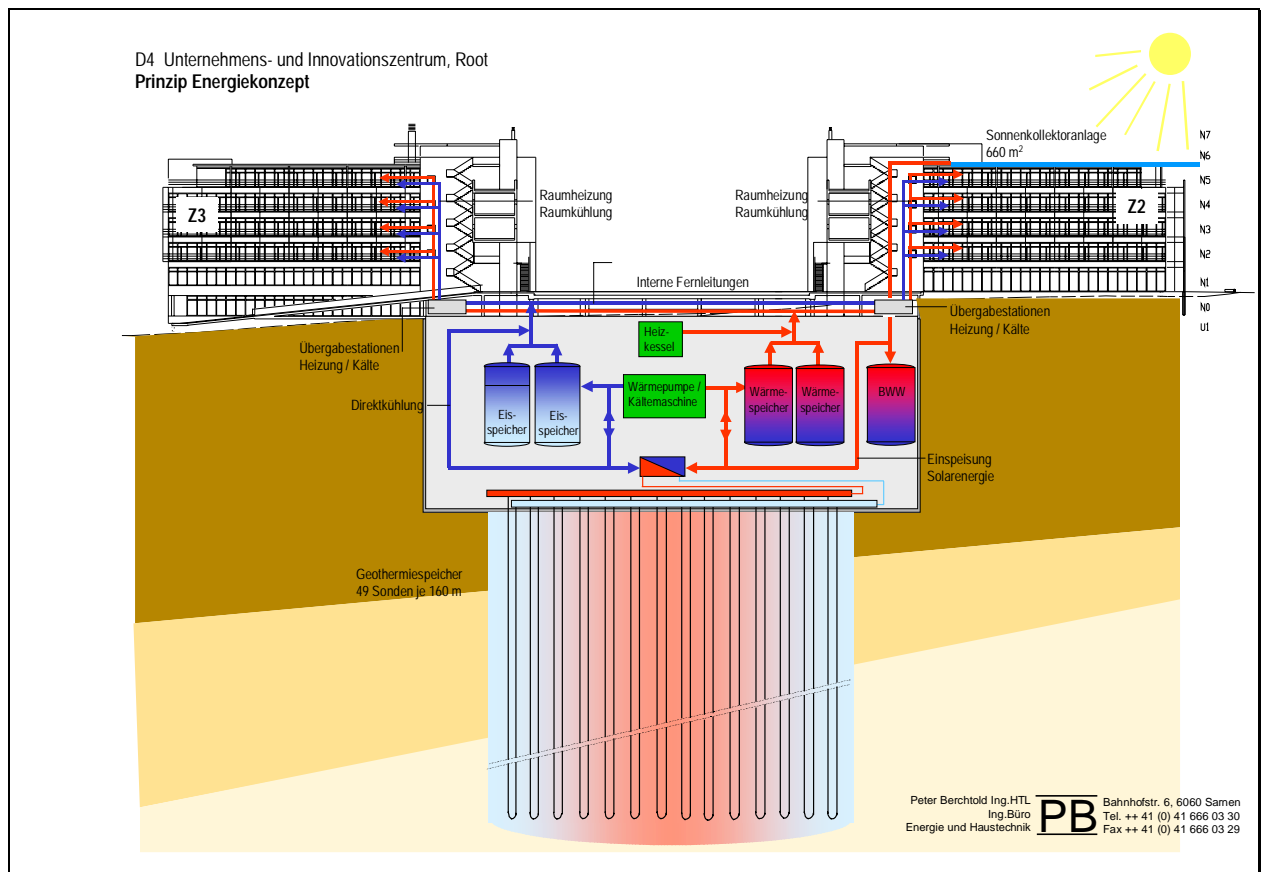


Fig. 6.3 Schéma de principe du système développé par le bureau PB Energie und Haustechnik de Sarnen (source : P. Berchtold, 2001).

Les performances thermiques du système sont calculées avec le programme de simulation PILESIM, comme pour les premiers calculs mais avec les dernières valeurs des paramètres. A titre de rappel, la recharge thermique du stockage doit être plus importante que l'extraction de chaleur, de manière à élever la température moyenne annuelle du stockage de 5 à 6 °C. Ce processus dure 5 à 6 ans, et seulement après cette période transitoire la puissance de la pompe à chaleur n'a plus besoin d'être réduite pour éviter que la température de l'eau à l'entrée des sondes ne descende sous la valeur minimum prescrite, fixée à 3 °C dans les simulations (pour éviter le risque de gel).

Les performances recalculées ne changent pas significativement relativement aux premiers calculs. Avec les nouveaux paramètres les calculs montrent une différence plus marquée les premières années de fonctionnement, lorsque la puissance d'extraction du stockage doit être réduite pour satisfaire la contrainte en température. Toutefois, l'influence sur l'énergie de chauffage délivrée est faible. Comme nous le verrons dans la section suivante, cette dernière dépend dans une plus grande mesure de l'importance de la recharge thermique. Les performances thermiques du systèmes sont énumérées dans la table 6.3 et comparées aux performances obtenues avec les premiers calculs.

Centre D4, puissances horaires classées pour la première et la 10e année de fonctionnement

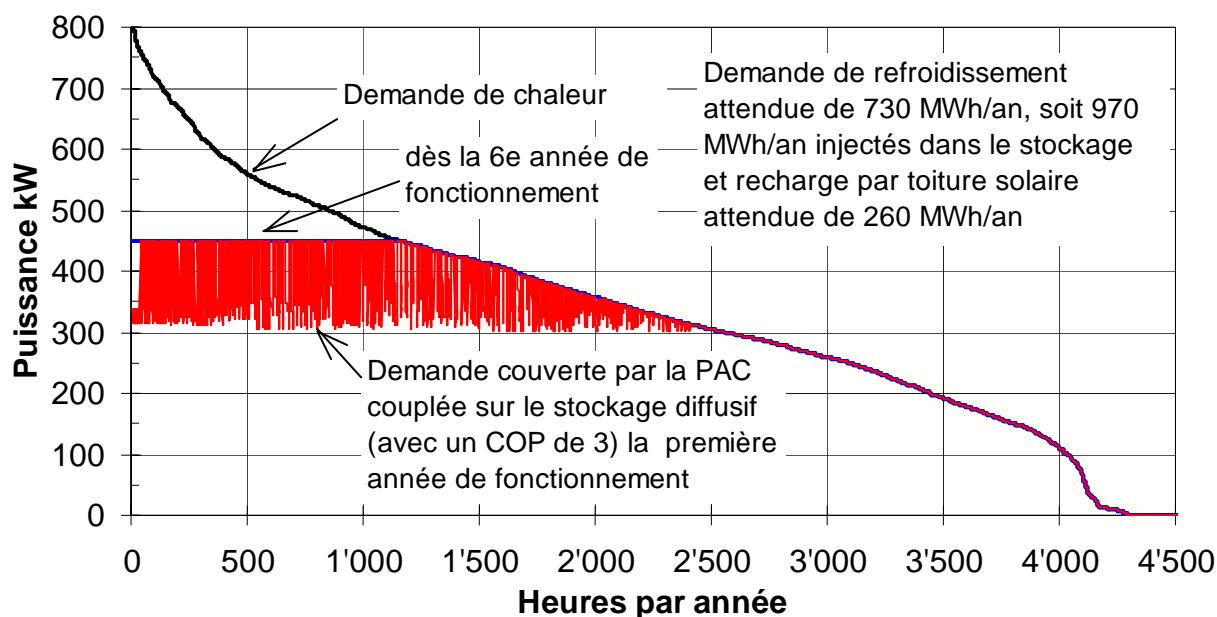


Fig. 6.4 Demande des puissances horaires de chauffage classées pour une année type. A chaque valeur correspond la puissance thermique satisfaite par la PAC couplée sur les sondes géothermiques, tel que calculé avec les paramètres les plus récents. Dès la 6^e année de fonctionnement, la puissance de la PAC n'a plus besoin d'être réduite pour satisfaire le critère de température.

6.5 Réduction de la recharge thermique du stockage

La surface des absorbeurs de la toiture solaire, initialement prévue à 900 m², est réduite à 660 m². D'autre part, un hôtel de 200 lits est prévu dans le centre D4. Si l'on estime à l'équivalent de 2 m² par lit la production de la toiture solaire qui sera allouée aux besoins d'eau chaude de l'hôtel, il reste 260 m² d'absorbeur à la « disposition » du stockage. Fonctionnant à basse température, on peut attendre 500 kWh/m²/an d'énergie solaire collectée par les absorbeurs, ce qui fait une contribution de 130 MWh/an pour la recharge du stockage. Cela correspond encore à 50% de l'apport solaire nécessaire au bon fonctionnement du système, tel qu'il a été déterminé par les premières simulations (voir section 4.6).

La demande de refroidissement attendue est de 730 MWh/an (correspondant aux 4 premières étapes de construction du centre D4, voir section 4.1). Les rejets thermiques de la machine frigorifique, estimés avec une efficacité de 2.5, sont de 1'020 MWh/an. Une petite partie sera directement utilisée pour satisfaire les besoins de chauffage tandis que le reste, 970 MWh/an, sera injecté dans le stockage. Deux simulations sont effectuées avec une réduction de 20% et de 30% de la demande de refroidissement. Pour les deux cas, l'apport solaire est de 130 MWh/an, soit la moitié de l'apport attendu normalement. Les performances sont calculées avec les dernières valeurs des paramètres et sont énumérées dans la table 6.4.

| | Réduction de la demande de refroidissement de 20% Moitié de l'apport solaire attendu (soit 130 MWh/an) | Réduction de la demande de refroidissement de 30% Moitié de l'apport solaire attendu (soit 130 MWh/an) |
|---|--|--|
| Bilan stockage | | |
| Energie extraite 1 ^{ère} année | 840 MWh/an (108 kWh/m/an) | 840 MWh/an (107 kWh/m/an) |
| moyenne 10 ans | 870 MWh/an (111 kWh/m/an) | 830 MWh/an (106 kWh/m/an) |
| Energie injectée chaque année | 940 MWh/an (121 kWh/m/an) | 840 MWh/an (108 kWh/m/an) |
| Ratio inj./extr. 1 ^{ère} année | 1.12 | 1.00 |
| moyenne 10 ans | 1.09 | 1.01 |
| Température moyenne annuelle du stockage après 10 ans | 13.0 °C | 11.9 °C |
| Abaissement de la puissance thermique extraite du stockage | | |
| 1 ^{ère} année | 200 kW (26 W/m) | 200 kW (26 W/m) |
| 10 ^e année | 230 kW (29 W/m) | 200 kW (26 W/m) |
| Abaissement de la puissance thermique délivrée par la PAC (avec un COP de 3) | | |
| 1 ^{ère} année | 300 kW | 300 kW |
| 10 ^e année | 340 kW | 300 kW |
| Demande d'énergie satisfaite | | |
| Chauffage 1 ^{ère} année | 1'270 MWh/an (83.8 %) | 1'260 MWh/an (83.3 %) |
| moyenne 10 ans | 1'300 MWh/an (86.1 %) | 1'250 MWh/an (82.9 %) |
| Refroidissement couvert à 100% | 580 MWh/an (100 %) | 510 MWh/an (100 %) |

Table 6.4 Performances thermiques pour le système avec recharge complémentaire par toiture solaire réduite de 50%, et réduction de la demande de refroidissement de 20 et 30%.

Les puissances horaires classées avec les réductions de 20 et 30% de la demande de refroidissement sont montrées dans les figures 6.5 et 6.6. Même après 10 années de fonctionnement, la puissance de la PAC doit toujours être réduite pour satisfaire le critère de température dans les sondes. En effet la température moyenne annuelle du stockage n'augmente pas suffisamment pour dépasser la température de 16 – 17 °C, nécessaire pour extraire 300 kW du stockage sans violation du critère de température.

Centre D4, puissances horaires classées pour la 10^e année de fonctionnement

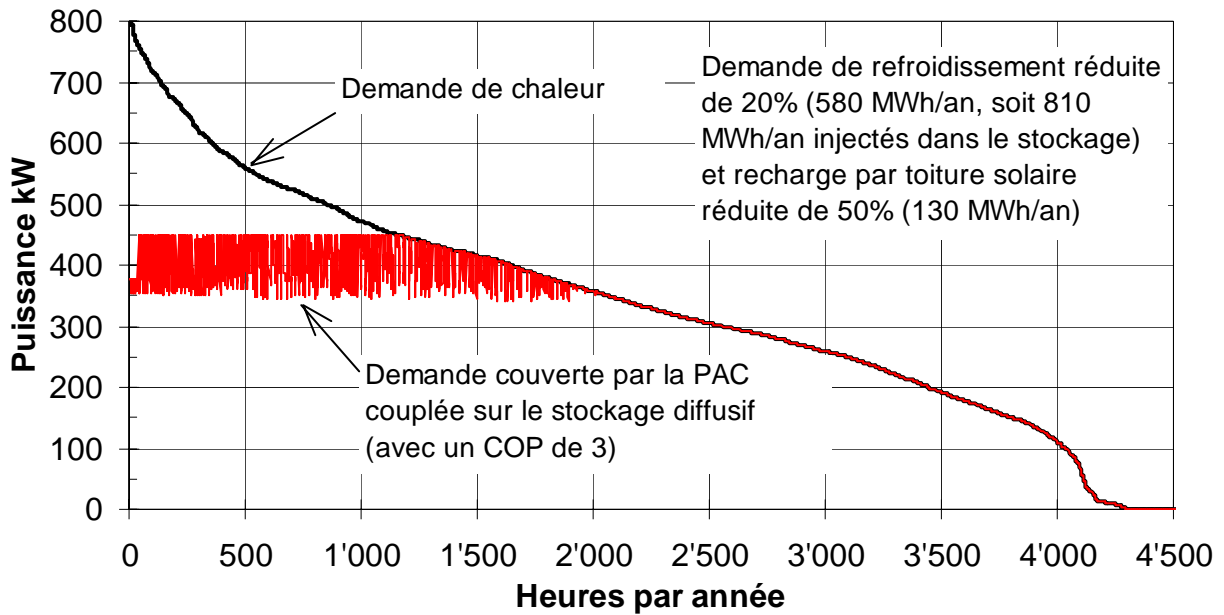


Fig. 6.5 Demande des puissances horaires de chauffage classées pour la 10^e année de fonctionnement du système. La demande de refroidissement est réduite de 20% et les apports solaires attendus de 50%.

Centre D4, puissances horaires classées pour la 10^e année de fonctionnement

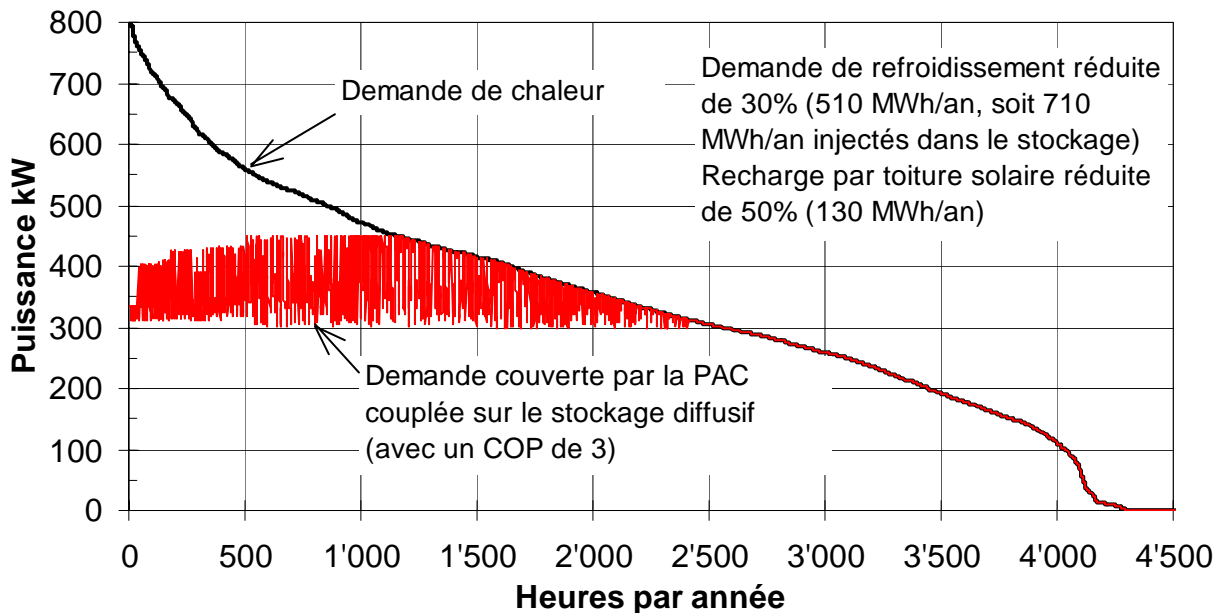


Fig. 6.6 Demande des puissances horaires de chauffage classées pour la 10^e année de fonctionnement du système. La demande de refroidissement est réduite de 30% et les apports solaires attendus de 50%.

6.6 Remarques finales

Une réduction majeure de 30% de la demande de refroidissement et de 50% des apports solaires attendus ont une influence inférieure à 10% sur la production annuelle d'énergie de chauffage délivrée par la PAC couplée sur les sondes. La réduction de la puissance de la PAC est de toute façon nécessaire les premières années de fonctionnement, même sans réduction de la demande de refroidissement. Ceci ne devrait pas poser de problème, car la construction de la première phase du centre D4 se fera en plusieurs étapes. En conséquence, deux PAC fonctionneront en parallèle, et, dans un premier temps, seule une PAC sera installée. La puissance de chauffage pourra être modulée aisément, car chaque PAC aura deux allures.

Avec une seule PAC, ce qui représente la moitié de la puissance d'extraction nominale simulée, la puissance de la PAC n'aura pas besoin d'être réduite pour satisfaire le critère de température minimum dans les sondes. Toutefois il est important, au cours d'un cycle annuel, de pouvoir remettre dans le stockage au moins la même quantité d'énergie qui a été prélevée. De cette manière, les performances du système ne se détérioreront pas relativement à la première année de fonctionnement.

En ce qui concerne la machine frigorifique, il est préférable de ne pas la faire marcher en même temps que la toiture solaire, lorsque des gains solaires sont injectés dans le stockage. Idéalement, grâce au stockage à court terme de glace, la machine frigorifique peut fonctionner en dehors des heures d'ensoleillement. La stratégie de régulation du système doit ainsi être définie de manière à optimiser le fonctionnement et les performances de chaque composant du système.

Pour terminer, la mesure des performances thermiques du système pour la toute première étape des bâtiments permettra de mieux connaître les demandes de chauffage et de refroidissement, et ainsi à affiner la planification des étapes suivantes.

7. Conclusions

La planification du centre D4 de la SUVA à Gisikon, près de Lucerne, a offert une occasion unique pour intégrer un stockage de chaleur diffusif dans le terrain dans le concept énergétique des bâtiments. Cette étude a permis de contribuer à la planification du centre D4 en évaluant trois concepts d'intégration du stockage diffusif dans le système. Les caractéristiques thermiques du terrain et des sondes géothermiques du stockage ont été déterminées par deux tests de réponses. La solution choisie pour le concept d'intégration du stockage a été recalculée deux ans plus tard avec les dernières informations à disposition. La sensibilité des performances thermiques du système à la recharge thermique du stockage, qui est le facteur le moins bien connu à ce jour, a été évaluée pour quelques scénarios.

7.1 Tests de réponses

Le modèle de la géologie locale établi par le bureau Mengis+Lorenz indique que les couches géologiques sont inclinées à l'endroit du stockage. Ceci a justifié la réalisation de deux tests de réponses plutôt qu'un seul. Les résultats des tests diffèrent de 10% et l'analyse des erreurs possibles indique que la variabilité de la géologie peut être une raison possible.

Les deux tests de réponse ont donc permis de mesurer in situ les paramètres thermiques les plus influents. Des valeurs de dimensionnement, définies pour simuler le comportement thermique du stockage, sont obtenues de l'interprétation des mesures des tests. Des analyses complémentaires de la géologie locale (mesure en laboratoire de la conductibilité thermique et de la capacité thermique volumétrique d'échantillons de roche) ont facilité l'interprétation des tests de réponse et ont confirmé les résultats obtenus. Il est ainsi très utile et recommandé de pouvoir disposer d'informations complémentaires pour corroborer les résultats du test de réponse.

Les deux tests de réponse ont également permis d'établir des recommandations sur l'appareillage et le déroulement du test. L'appareillage doit être conçu pour que l'influence des conditions extérieures soit aussi faible que possible. Durant le test, la stabilité de la puissance d'injection doit pouvoir être surveillée voir contrôlée.

7.2 Concepts d'intégration du stockage de chaleur diffusif

Le programme PILESIM est utilisé pour évaluer trois concepts de système par simulations numériques. Les évaluations des trois concepts de système ont permis d'optimiser le stockage de chaleur diffusif dans le terrain en tant que partie intégrante du système thermique.

Le premier concept de système utilise le stockage pour ne faire que du refroidissement direct en été, c'est à dire du refroidissement sans l'intermédiaire d'une machine frigorifique. En conséquence, seule une partie des besoins de refroidissement pourra être satisfaite par le stockage. La pompe à chaleur qui permettra de prélever la chaleur du stockage en hiver est dimensionnée de manière à éviter une diminution trop importante de la température du stockage à long terme. Avec le deuxième concept de système, la totalité des besoins de refroidissement sont injectés dans le stockage par l'intermédiaire d'une machine frigorifique. La pompe à chaleur, dimensionnée en conséquence, permettra de couvrir une plus grande

fraction de la demande de chaleur que dans le premier cas. Un chauffage d'appoint auxiliaire sera encore nécessaire pour couvrir les besoins de chauffage. Finalement, avec le troisième concept de système, la puissance nominale de la pompe à chaleur est fixée arbitrairement à une fois et demi de celle du deuxième cas. La recharge thermique du terrain doit être encore plus importante en été. Elle est assurée par les rejets thermiques de la machine frigorifique et par l'énergie thermique collectée par une toiture solaire formée par des absorbeurs solaires.

Pour les trois cas, le nombre et l'espacement adéquat des sondes est à peu près le même, à savoir **49** sondes géothermiques de **160 m** de profondeur (**7 x 7 sondes**), avec un espacement quadratique de **6.5 m** entre les sondes. Des recommandations sont proposées, comme l'utilisation de la totalité des sondes aussi bien pour l'extraction que l'injection de chaleur, ou encore le débit optimal par sonde, évalué à **1.5 m³/h**. Le troisième concept de système est recommandé.

7.3 Concept de système sélectionné

Le troisième concept de système est adopté. La construction du stockage est réalisée deux ans après les tests de réponse et les simulations. Les paramètres de simulation sont ré-évalués avec les dernières informations à disposition, et les performances thermiques recalculées avec PILESIM. Elles ne diffèrent pas sensiblement des premiers calculs.

La sensibilité des performances thermiques du système sont évaluées en fonction de l'importance de la recharge thermique du stockage. Une réduction majeure de 30% de la demande de refroidissement et de 50% des apports solaires attendus ont une influence inférieure à 10% sur la production annuelle d'énergie de chauffage délivrée par la PAC couplée sur les sondes. La réduction de la puissance de la PAC est de toute façon nécessaire les premières années de fonctionnement, même sans réduction de la demande de refroidissement. L'important est de pouvoir remettre dans le stockage au moins la même quantité d'énergie qui a été prélevée au cours d'un cycle annuel. De cette manière, les performances du système ne se détérioreront pas relativement à la première année de fonctionnement.

Pour terminer, la mesure des performances thermiques du système pour la toute première étape des bâtiments permettra de mieux connaître les demandes de chauffage et de refroidissement, et ainsi à affiner la planification des étapes suivantes.

Références

- Azbut (2001) Technische Merkblätter ThermoCem[®]. Anneliese, Baustoffe für Umwelt und Tiefbau GmbH & Co. KG (<http://www.azbut.de/>)
- B+B ENERGIETECHNIK, Berchtold P., MENGIS + LO-RENZ AG & ERNST BASLER + PARTNER AG (1999): D4 Unternehmens- und Innovationszentrum Root (Luzern): Optimiertes Energiekonzept PGHT, Stand 4. 5. 1999. - Konzeptvorschlag im Auftrag der suva Luzern.
- Berchtold P. (1999) SUVA Dienstleistungs- und Gewerbezentrum Längenbold, Root (9703). Heiz- und Kühllasten, Jahresenergiebedarf. PB Ing. Büro für Energie & Haustechnik, Sarnen, Switzerland.
- Berchtold P. (2001), PB Ing. Büro für Energie & Haustechnik, communications privées.
- Eskilson P., Hellström G., Wånggren B (1987) Response Test for a Heat Store with 25 Boreholes. Department of Building Technology and Mathematical Physics, Lund Institute of Technology, Sweden.
- Eskilson P., (1987) Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes. Thesis. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden.
- Hellström G., Sanner B. (2000): Earth Energy Designer, User's Manual, version 2.0 (<http://www.blocon.se/earth.htm>).
- Hellström G. (1991) Ground Heat Storage. Thermal Analyses of Duct Storage Systems. Theory. Thesis, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden.
- Keller B. (2000) Mengis + Lorenz AG, communications privées.
- Keller B. (2001) Mengis + Lorenz AG, communications privées.
- Keller B., Berchtold P. und Pahud D. (2001) Unternehmens- und Innovationszentrum D4 in Root (LU). Grösster saisonaler Diffusionspeicher der Schweiz. Mitteilungen der Schweizerischen Vereinigung für Geothermie (SVG), Géothermie CH Nr. 31, pp. 2 – 7.
- Laloui L., Moreni M., Steinmann G., Fromentin A. and Pahud D. (1998) Test en conditions réelles du comportement statique d'un pieu soumis à des sollicitations thermo-mécaniques. Rapport intermédiaire de juillet 1998. Office fédéral de l'énergie, Bern, Switzerland.
- Mathey B., Pahud D., Buchi J. (1996) Améliorer la productivité des sondes en terre: calculs et mesures in situ. Géothermie; Energie der Zukunft, Tagungsband 4, Bussman W. (ed.), Konstanz, Schweiz.
- Pahud D. (1996) The BOR programme: Borehole Pre-Processor for TRNVDST in TRNSYS. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden.
- Pahud D. (1999) PILESIM- LASEN: Simulation Tool for Heating / Cooling Systems with Heat Exchanger Piles or Borehole Heat Exchangers. User Manual. Laboratory of Energy Systems, EPFL Lausanne, Switzerland (<http://www.lee.dct.supsi.ch/urec.htm>).
- Schärli U. und Rybach L. (1999) D4-Unternehmens- und Innovationszentrum Längenbold, Root (LU). Wärmeleitfähigkeits- und Wärmekapazitäts – Messungen an Bohrkernen (OMM). Interner Bericht Nr. 4321. Institut für Geophysik, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Zürich, Schweiz.